

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zařízení pro manipulaci s kovovým odpadem

Equipment for Metal Waste Handling

Student:

Jiří Rozsival

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Rozsívál**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Zařízení pro manipulaci s kovovým odpadem**
Equipment for Metal Waste Handling

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh polypového drapáku pro manipulaci s kovovým šrotem (odpadem). Drapák navrhnete tak, aby byl použitelný i pro manipulaci se šrotem o menší zrnitosti (např. třísky, okuje).

Výchozí parametry:

Vnitřní objem 0,6 m³ (1 m³)
Nosnost drapáku 60 kN
Tlak v obvodu hydraulických válců 32 MPa

Proved'te:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení polypového drapáku o objemu 0,6 m³ a 1 m³,
- pro vybraný objem drapáku doložit detailní konstrukční zpracování řešení polypu pro jemnozrnný a hrubozrnný kovový odpad, jeho zavěšení, pohonu a středové části drapáku včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu cca 1xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1]FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2]ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3]SÝKORA M. a kol. : *Výrobní stroje a zařízení pro zpracování odpadu.* Interní učební text VŠB-TU, 1996
- [4]KSANDR J., JOHN M. : *Zpracování ocelového amortizačního šrotu* , SNTL Praha 1983
- [5]NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [6]LENERT J.: *Pružnost a pevnost I.* 1. vyd. - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3
- [7]LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

[8]Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.

[9]Literární rešerše zpracovaná v rámci ročníkového a bakalářského projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

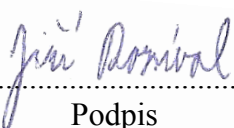
V Ostravě19.5. 2014.....

.....*Jan Dornival*.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 19.5. 2014


Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří Rozsival

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lhotská 21, 785 01 Šternberk

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ROZSÍVAL, J. *Zařízení pro manipulaci s kovovým odpadem: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 76 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

Bakalářská práce se zabývá návrhem pětičelistového drapáku určeného pro manipulaci s kovovým odpadem. V úvodu práce je popsán stav současně používaných zařízení na trhu. Dále jsou specifikovány požadavky na zhotovení konstrukčního návrhu a vybrána nejvhodnější varianta konstrukčního řešení. Práce také obsahuje silový rozbor, návrhové a kontrolní výpočty vybraných částí zařízení nezbytné pro jeho návrh. Pro kontrolu vybraného uzlu bylo také při jeho výpočtu využito softwarové analýzy metodou konečných prvků. Součástí bakalářské práce jsou i další návrhy řešení vybraných částí včetně technické dokumentace zařízení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ROZSÍVAL, J. *Equipment for Metal Waste Handling: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB–Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 76 p. Thesis head: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

The aim of the thesis is to design a five-jaw grab which is used for manipulation with scrap metal. The introduction describes similar products that can be found on the current market. The requirements regarding engineering design are then specified and the most suitable variant of engineering solution is chosen. Specific nodes of the product are picked and the strength analysis together with the design and check calculations essential for the design process are presented. In order to check the specific node a software analyses based on the finite element method were utilized. The thesis also proposes additional designs of some of the parts and includes the product's technical documentation.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek:	9
1 Úvod	11
2 Rešerše používaných zařízení na trhu	12
2.1 Rozdělení drapáků	13
2.2 Lanové drapáky	14
2.2.1 Jednolanové drapáky	14
2.2.2 Dvoulanové drapáky	15
2.3 Motorové drapáky	15
2.4 Typy současně používaných motorových drapáků s hydraulickým pohonem	17
2.4.1 Klešťový drapák	17
2.4.2 Lopatkový drapák	17
2.4.3 Lopatkový mřížovaný drapák	18
2.4.4 Polypový drapák	19
2.4.5 Rotátor	20
3 Definice a zadání konstrukčního úkolu	21
3.1 Specifikace zadání	21
3.2 Seznam požadavků	21
3.2.1 Požadavkový list	22
4 Návrh vhodných variant konstrukčního řešení	23
4.1 Morfologická matice	23
4.2 Vybraná řešení	23
4.3 Vyhodnocení variant	24
4.4 Schématický návrh vyhodnocených variant	24
5 Návrh geometrie drapáku	26
5.1 Volba typu rotátoru	26
5.2 Volba přímočarého hydromotoru	27
5.3 Návrh geometrie a tvaru čelisti drapáku pro dosažení požadovaného objemu.	28
5.3.1 Výpočet délky trajektorie rotované plochy:	29
5.3.2 Výpočet objemu	29
6 Silový rozbor	30
6.1 Výchozí hodnoty	31
6.2 Síla v přímočarém hydromotoru F_V :	31
6.3 Výpočet ramene f_V :	32
6.3.1 Výpočet x-ové a y-nové souřadnice:	32
6.3.2 Výpočet úhlu sklonu přímočarého hydromotoru β :	32
6.4 Výpočet momentu M_n :	32
6.5 Výpočet síly na špici čelisti F_S :	33
6.6 Grafické řešení síly F_B	34
7 Návrh a kontrola čepových spojů	35
7.1 Návrh čepového spoje mezi tělem a čelistí drapáku	35
7.1.1 Výchozí hodnoty:	36
7.1.2 Spojité zatížení	36
7.1.3 Reakce v bodě B:	36
7.1.4 Zjištění maximálního ohybového momentu M_{oMax}	36
7.1.5 Výpočet dovoleného ohybového napětí	37

7.1.6	Výpočet průměru čepu d_{cA} z dovoleného ohybového napětí.....	37
7.1.7	Kontrola čepu na otláčení	38
7.1.8	Kontrola čepu po navrtání otvoru pro vedení maziva.....	38
7.1.9	Výsledná bezpečnost.....	39
7.2	Návrh čepového spoje mezi čelistí drapáku a přímočarým hydromotorem.....	40
7.2.1	Výchozí hodnoty:.....	41
7.2.2	Spojitě zatížení.....	41
7.2.3	Reakce v bodě B:	41
7.2.4	Zjištění maximálního ohybového momentu M_{oMax}	41
7.2.5	Výpočet dovoleného ohybového napětí.....	42
7.2.6	Výpočet průměru čepu d_{cB} z dovoleného ohybového napětí.....	42
7.2.7	Kontrola čepu na otláčení	43
7.2.8	Kontrola čepu po navrtání otvoru pro vedení maziva.....	43
7.2.9	Výsledná bezpečnost.....	44
8	Kontrola svarového spojení u vybraných uzlů	45
8.1	Svarový spoj závěsného oka	45
8.1.1	Výpočet celkového zatížení svaru	46
8.1.2	Výpočet napětí ve svaru od tahové síly	46
8.1.3	Výpočet redukovaného napětí	46
8.1.4	Statická bezpečnost.....	47
8.2	Svarový spoj konzoly pro začepování přímočarého hydromotoru	47
8.2.1	Výpočet napětí ve svaru od posouvající síly	49
8.2.2	Výpočet napětí ve svaru od ohybového momentu.....	49
8.2.3	Výpočet redukovaného napětí	49
8.2.4	Statická bezpečnost.....	49
9	MKP analýza čelisti.....	50
9.1	Zatížení silou hydromotoru F_v	50
9.1.1	Nastavení sítě	50
9.1.2	Zatížení	51
9.1.3	Dotyky a vazby	51
9.1.4	Materiál.....	52
9.1.5	Rozbor a zhodnocení výsledků	52
9.2	Zatížení čelisti svěrnou silou F_s	54
9.2.1	Nastavení sítě a materiálu modelu	54
9.2.2	Zatížení	54
9.2.3	Dotyky a vazby	54
9.2.4	Rozbor a zhodnocení výsledků	54
10	Konstrukční řešení vybraných uzlů.....	55
10.1	Konstrukční provedení těla drapáku	55
10.2	Konstrukční varianty drapáku z hlediska použití na nabíraný materiál	56
10.3	Konstrukční návrhy řešení mechanických dorazů při otevírání čelistí drapáku ...	56
10.4	Projekční návrh drapáku o objemu 1 [m ³]	57
10.4.1	Výpočet celkového zatížení rotátoru drapáku o objemu 1 [m ³]	57
11	Technický popis zařízení.....	58
12	Závěr.....	60
13	Seznam použité literatury	63
14	Seznam příloh	65

Seznam použitých značek:

Značka:	Jednotka:	Popis:
a	[mm]	Vzdálenost reakce od spojitého zatížení
a_s	[mm]	Tloušťka svaru
b	[mm]	Délka příruby
c	[mm]	Délka příruby
c_{II}	[-]	Součinitel míjivého zatížení
d_o	[mm]	Průměr pístní tyče
$d_{\check{c}A}$	[mm]	Průměr čepu mezi tělem a čelistí drapáku
$d_{\check{c}B}$	[mm]	Průměr čepu mezi čelistí a PČH
$d_{\check{c}C}$	[mm]	Průměr čepu mezi tělem drapáku a PČH
d_v	[mm]	Průměr vrtání čepu
D_0	[mm]	Průměr pístu přímočarého hydromotoru (PČH)
F_B	[N]	Síla působící na čep v místě B
F_S	[N]	Svěrná síla drapáku
F_v	[N]	Síla přímočarého hydromotoru
f_v	[mm]	Délka ramene síly F_v
G_C	[N]	Celkové zatížení drapáku
G_D	[N]	Tíha drapáku
G_M	[N]	Nosnost drapáku
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H	[mm]	Vzdálenost čepových spojů A a C
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
k_3, k_4	[-]	Převodní součinitel svaru
k_v	[-]	Výsledná bezpečnost
k_s	[-]	Výsledná statická bezpečnost
l_1	[mm]	Délka příruby
ls_1, ls_2	[mm]	Délka svaru
l_v	[mm]	Délka vrtání čepu
M_n	[N.mm]	Moment od síly F_v působící na rameni f_v
M_O	[N.mm]	Ohybový moment
M_{OMax}	[N.mm]	Maximální ohybový moment
m_D	[kg]	Hmotnost drapáku

o_r	[mm]	Trajektorie rotované plochy
p_1, p_2	[MPa]	Tlak ve stykových plochách
q	[N.mm ⁻¹]	Spojité zatížení
p_{Dov}	[MPa]	Dovolený tlak ve stykových plochách
p_v	[MPa]	Maximální tlak přímočarého hydromotoru
R	[mm]	Poloměr otáčení čepového spoje B
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
R_A	[N]	Reakce v bodě A
R_B	[N]	Reakce v bodě B
r_d	[mm]	Délka ramene síly F_s
r_v	[mm]	Délka ramene síly F_v k těžišti svarové plochy
S	[mm ²]	Obsah plochy
S_0	[mm ²]	Obsah plochy pístu PČH
V	[mm ³]	Požadovaný objem drapáku
V_D	[mm ³]	Vypočtený objem drapáku
W_O	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
x_t	[mm]	Vzdálenost od hlavní osy drapáku
x_n	[mm]	Souřadnice bodu B na ose x
y_n	[mm]	Souřadnice bodu B na ose y
α	[°]	Úhel otevření od osy x
β, β_n	[°]	Úhel naklonění přímočarého hydromotoru
β_s	[-]	Součinitel tloušťky svaru
γ, γ_n	[°]	Úhel zavření čelisti
σ_{DO}	[MPa]	Dovolené napětí v ohybu
σ_{OMax}	[MPa]	Maximální ohybové napětí
σ_{Red}	[MPa]	Redukované napětí
$\tau_{\perp 1}$	[MPa]	Smykové napětí od tahové síly
$\tau_{\perp 2}$	[MPa]	Smykové napětí od ohybového momentu
$\tau_{ }$	[MPa]	Smykové napětí od posouvajících sil

1 Úvod

Téma bakalářské práce bylo zvoleno na základě konstrukčního zadání firmou JM-Penta s.r.o. sídlící ve Šternberku, kde v současné době vykonávám praxi v konstrukční činnosti. Cílem mé bakalářské práce je zhotovení návrhu a konstrukčního řešení pětiprstého polypového drapáku. Navrhovaný polypový drapák je prostředek pro uchopení a přemístění kovového odpadu, bez vlastního hydraulického agregátu a je určen jako přídatné zařízení ke strojům pro překládku materiálu. Drapák se skládá ze středové nosné části (tzv. těla drapáku), pěti čelistí, hydraulického rotátoru a závěsného oka. Každá čelist je ovládána samostatně přímočarými hydromotory.

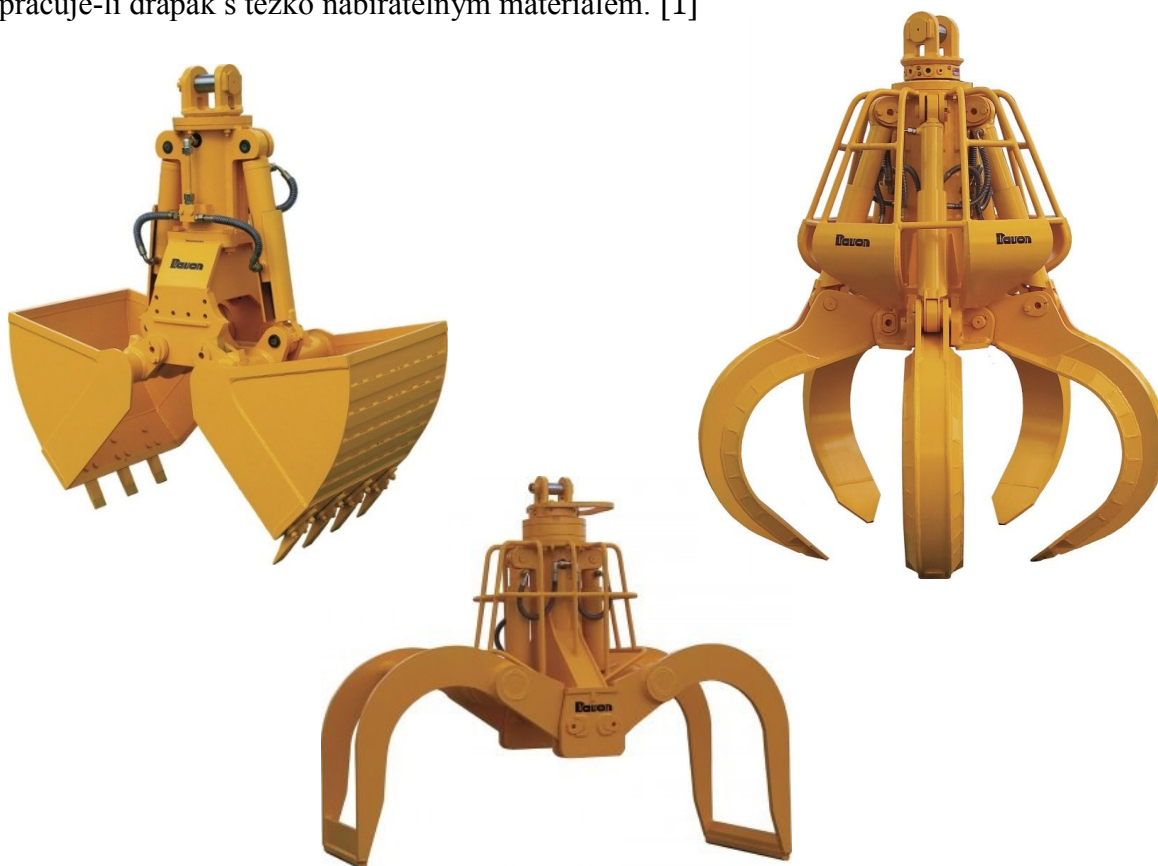
V bakalářské práci se budu zabývat základním rozdělením drapáků a průzkumem používaných zařízení na tuzemském trhu. Dále specifikuji požadavky na zhotovení konstrukčního návrhu a pomocí morfologické matice vyberu nejvhodnější koncept konstrukčního řešení.

Součástí práce je konstrukční návrh pětiprstého polypového drapáku, pevnostní výpočty čepových spojení a pevnostní analýza čelisti za podpory softwaru Autodesk Inventor 2014.

2 Rešerše používaných zařízení na trhu

Drapáky zajišťují mechanické uchopení břemene nebo nabírání materiálu uzavřením a následně rozevřením čelistí drapáku. Nejčastější využití drapáků je pro nabírání sypkých hmot (písek, šterk, uhlí), ale i pro uchopení kusového materiálu (dřevo, kovový šrot). Tvar čelistí je závislý na způsobu práce a použití drapáků. Nejvíce využívaným konceptem je dvoučelistový drapák, ten však není vhodný pro uchopení materiálu s většími kusy. Proto je z tohoto hlediska výhodnější více čelistový drapák, kde jsou čelisti úzké a obvykle se jejich počet pohybuje od tří do šesti čelistí. Používají se i drapáky s osmi krátkými a plnými čelistmi, a to při hloubení jam ve tvrdých zeminách. [1]

Velikost drapáku je podmíněna požadovaným výkonem a velikostí největších nabíraných kusů. Při použití malého drapáku na velké kusy materiálu by došlo k obtížnému nabírání a k nedokonalému plnění. U materiálů, které se obtížně nabírají, se používá větších (těžších) drapáků, a to pro zajištění dostatečného zaboření drapáku do materiálu. Při zavírání drapáku musí být zajištěna síla, překonávající odpory při nabírání materiálu a plnění drapáku. Tato okolnost se musí vzít v úvahu při navrhování tvaru čelistí, obzvláště pracuje-li drapák s těžko nabíratelným materiálem. [1]



Obrázek 1 – Drapáky na tuzemském trhu [10]

2.1 Rozdělení drapáků

Podle způsobu ovládání:

- lanové,
- motorové.

Podle počtu čelistí:

- dvoučelist'ové,
- více čelist'ové.

Podle tvaru čelistí:

- klešťové,
- lopatkové plné,
- lopatkové mřížované,
- chapadlové.

Podle překládaného materiálu:

- drapáky na sypké materiály - malé zrnitosti (obilí, písek, šterk)
 - střední zrnitosti (uhlí, koks, lomový kámen)
- drapáky na kusový materiál (polenové dříví, kulatina, kovový šrot) [2]

2.2 Lanové drapáky

Drapáky fungují tak, že se čelisti otevírají a zavírají jedním nebo dvěma lany, které se navíjejí na bubny poháněcího zařízení, umístěného odděleně od drapáku. Lanové drapáky se dělí podle počtu ovládacích lan:

- jednolanové,
- dvoulanové.



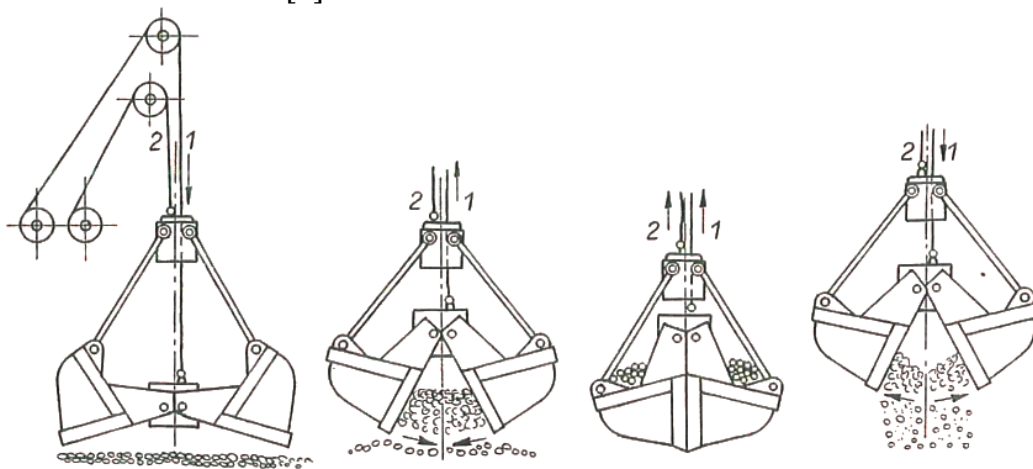
Obrázek 2 – Lanové drapáky [11]

2.2.1 Jednolanové drapáky

Ovládání čelistí je u jednolanových drapáků zajištěno jedním lanem popř. jedním systémem lan, kterým se drapák zavírá, zvedá a spouští. Konstrukční řešení jednolanových drapáků je ve srovnání s dvoulanovými drapáky složitější. Drapáky mají při stejném obsahu větší hmotnost, pracují pomaleji a při otevírání čelistí lankem vyžadují obsluhu. Z tohoto důvodu jsou v dnešní době jednolanové drapáky používány velice zřídka pro překládací práce a zejména pro hloubení otvorů do země. [2]

2.2.2 Dvoulanové drapáky

Drapáky jsou zavěšeny a ovládány dvěma lany (přidržným a zavíracím) popř. dvěma systémy lan. Přidržné lano drží drapák při vyprazdňování a zavíracím lanem jsou zavírány a otevírány čelisti drapáku. Jednotlivé fáze práce dvoulanového drapáku jsou znázorněny na obr. 3. Při spouštění, kdy drapák visí na přidržném laně a zavírací lano je uvolněno, se čelisti rozevírají vlastní tíhou drapáku a následně se využívá této tíhy při zarytí do nabíraného materiálu. Nabírání materiálu a současně zavírání drapáku probíhá tak, že se uvolní přidržné lano a čelisti jsou zavírány tahem zavíracího lana. Následně se drapák zvedá přidržným lanem a po jeho uvolnění dojde k rozevření čelistí drapáku vlastní tíhou nabraného materiálu. [2]



Obrázek 3 – Fáze provozu dvoulanového drapáku [2]

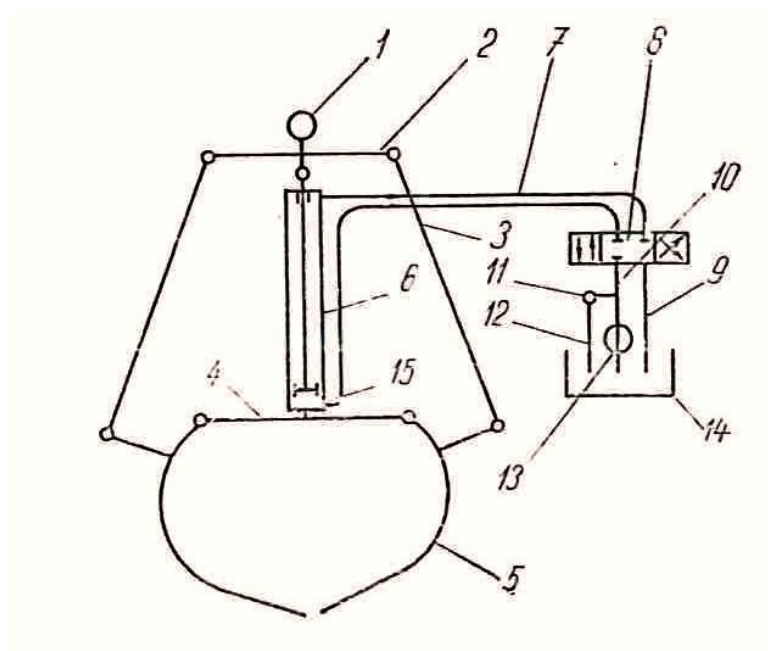
2.3 Motorové drapáky

Motorový drapák může být ovládán elektromotorem umístěným přímo v konstrukci drapáku. V tomto případě jsou čelisti ovládány přes mechanický převod a zdvihadí mechanismus (např. jeřáb s hákem), na kterém je zavěšen motorový drapák, jenž musí být obohacen o kabelový buben pro přívod elektrického proudu. Dle mechanických převodů, které ovládají pohyb čelistí, rozdělujeme tyto motorové drapáky: [1]

- motorové drapáky s lanovým a řetězovým převodem,
- motorové drapáky s ozubeným a šroubovým převodem,
- hydraulické drapáky.

Dnešní motorové drapáky jsou zpravidla ovládány přes hydraulický pohon. Části hydraulického pohonu jsou znázorněny na obrázku č. 4. Otevírání a zavírání čelistí drapáku zajišťují přímočaré hydromotory, do kterých elektromotorem poháněné čerpadlo dodává tlakový olej. Podobně jsou řešeny hydraulické drapáky určené jako přídatné zařízení k jeřábům, nebo k jiným strojům určeným pro překládku materiálu, kde je motor s čerpadlem tlakového oleje umístěn na rámu stroje a slouží obvykle pro pohon dalších zařízení. Díky tomu můžeme dále rozdělit tyto drapáky:

- motorové drapáky s vlastním agregátem,
- motorové drapáky určené jako přídatná zařízení (bez vlastního agregátu).



- 1 - Závěsné oko
 2 - Traverza horní
 3 - Vzpěra
 4 - Traverza spodní
 5 - Čelist
 6 - Pracovní válec
 7 - Příváděcí hadice
 8 - Rozvaděč
 9, 10, 12 - Potrubí
 11 - Pojistný ventil
 13 - Zdroj tlakového oleje
 14 - Nádrž na olej
 15 - Příváděcí hadice

Obrázek 4 – Části hydraulického pohonu drapáku [2]

Mezi hlavní výhody motorových drapaků patří zejména nízká hmotnost, malá konstrukční výška, velké rozevření čelistí, značná stabilita a to i při nabírání z boků hromad, dobrá manévrovací schopnost, a tím i velký výkon. Čelisti vyvozují značnou svěrací sílu, potřebnou především při nabírání materiálů obsahující velké kusy. [1; 2]

2.4 Typy současně používaných motorových drapáků s hydraulickým pohonem

2.4.1 Klešťový drapák

Klešťový drapák představuje zařízení, které je konstrukčně řešené a přizpůsobené k nakládání a manipulaci se dřevem. Čelisti s charakteristickým tvarem kleští umožňují sevření při nabírání kmenů stromů přesně v ose. Drapák nemusí být plně naložen, protože kleštiny umožňují při zavírání tzv. chod přes sebe, a tím umožňují uchopení i menších kmenů. [10]



Obrázek 5 – Klešťový drapák [10]

2.4.2 Lopatkový drapák

Lopatkový, neboli dvou čelistový drapák se využívá zejména pro hloubení, nabírání a manipulaci se sypkým materiálem např. zemina, uhlí, štěrk, písek. Drapák se skládá z nosné části, rotátoru umožňující otáčivý pohyb drapáku kolem své osy, dále hydraulických válců a čelistí. Výhodou tohoto typu drapáku je, že se k nosné části mohou vyměňovat různé tvary čelistí (lopatek) o různých objemech. [10]



Obrázek 6 – Lopatkový drapák [10]

2.4.3 Lopatkový mřížovaný drapák

Drapák určený k manipulaci se zemědělskými plodinami, jako jsou například řepa a brambory. Provedení a konstrukce drapáku je stejná, jako u klasických lopatkových (dvou čelistových) drapáků.



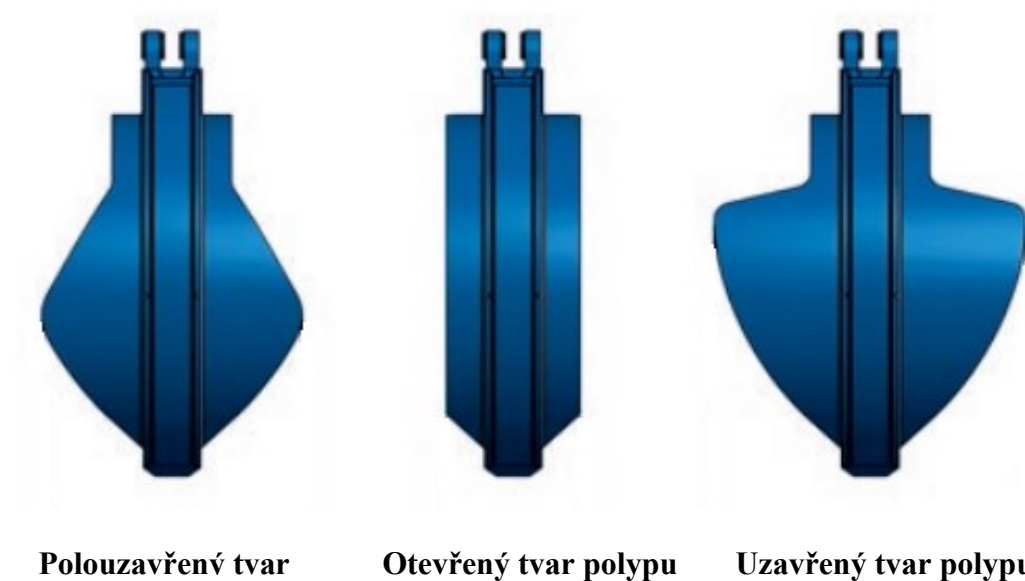
Obrázek 7 – Lopatkový mřížovaný drapák [12]

2.4.4 Polypový drapák

Tento typ drapáků se využívá nejvíce v obtížných provozních podmínkách, jako jsou například šrotiště, skládky a lomy. Konstrukce drapáku se skládá z nosné středové části s rotátorem, přímočarých hydromotorů a jejich zakrytování sloužící jako zábrana proti poškození hydromotorů při nárazu do nabíraného materiálu. Dále je složen ze čtyř až šesti jednotlivě ovládaných polypů (čelistí) zajišťující uchopení nákladu libovolného tvaru. Díky třem konstrukčním provedením čelisti drapáku, které můžeme vidět na obr. 9, lze polypovým drapákem nabírat sypké materiály i materiály s velkými kusy. Pro nabírání sypkého materiálu je prst v provedení tzv. uzavřeném, u kterého dojde k úplnému zavření čelistí. Dalším typem je tzv. polo-uzavřený polypový drapák sloužící pro překládku materiálu v kovošrotech. Posledním typem je otevřený polypový drapák využívaný zejména pro překládku velkých břemen (např. velké kameny v lomech). [1]



Obrázek 8 – Polypový drapák [10]



Obrázek 9 – Typy čelistí polypového drapáku [13]

2.4.5 Rotátor

Rotátor je hydraulicky pohaněné zařízení, které zajišťuje natáčení drapáku kolem své osy. Nejčastěji je zabudovaný do nosné části drapáku a využití nachází u drapaků s hydraulickým pohonem. Mezi nejznámější výrobce rotátorů patří německá firma Thumm a švédská firma Indexator.



Obrázek 10 – Rotátor značky Thumm [14]



Obrázek 11 – Rotátor značky Indexator [15]

3 Definice a zadání konstrukčního úkolu

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh polypového drapáku pro manipulaci s kovovým šrotem (odpadem). Drapák navrhňte tak, aby byl použitelný i pro manipulaci se šrotem o menší zrnitosti (např. třísky, okuje).

3.1 Specifikace zadání

- zpracujte možné varianty a vyberte nejlepší řešení dle zvolených kritérií,
- vypracujte technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení polypového drapáku o objemu 0,6 [m³] a 1 [m³],
- pro vybraný objem drapáku doložte detailní konstrukční propracování řešení polypu pro jemnozrnný a hrubozrnný kovový odpad, jeho zavěšení, pohonu a středové části drapáku včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- vytvořte výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu cca 1xA0.

3.2 Seznam požadavků

Základní parametry navrhovaného drapáku:

Typ drapáku:	Pětiprstý
Typ rotátoru:	Thumm nebo Indexator
Objem drapáku:	0,6 [m ³]
Nosnost drapáku:	60 [kN]
Tlak v hydraulických válcích:	32 [MPa]

3.2.1 Požadavkový list

Tento list slouží pro vyjasnění požadavků, které by mělo zkonstruované zařízení splňovat. [5]

Specifikace požadavků:	Podmínka
<u>Funkce a funkční parametry:</u>	
Otevírat a zavírat drapák v jakékoli poloze	X
Schopnost nabírání požadovaného materiálu	X
Bezpečné zajištění všech funkčních částí i nabíraného materiálu	X
Zajištění otočného pohybu kolem vlastní osy drapáku	X
<u>Rozměry a vlastnosti drapáku:</u>	
Rozměry a vlastnosti dle konstrukčního provedení	
Schopnost odolávat velkým rázům	X
<u>Provoz</u>	
Prostředí: Nečisté	
Četnost použití: Vysoká	
Požadovaná životnost: minimálně 5 let	X
Údržba: -minimální, střední	X
<u>Ergonomie</u>	
Dobrá ovladatelnost drapáku	
Zajistit nabírání materiálu bez zásahu člověka	X
Bezpečnost při manipulaci s nabíraným materiálem	X
Dobrá přístupnost při údržbě	X
<u>Vzhled</u>	
Uspokojivé tvary	
Povrch necitlivý k poškození	
<u>Distribuce a manipulace</u>	
Minimální skladovací prostor	
Přemisťování: Za pomoci manipulátoru, Nákladní dopravou	
<u>Předpisy a normy</u>	
Bez porušení patentových práv	X
Dodržení předpisů a norem	X
<u>Výroba</u>	
Malé série	X
<u>Ekonomie</u>	
Konstrukční výrobek	X
Minimální náklady na provoz	X

(Pozn.: U požadavků označených X je tento požadavek podmínkou pro zkonstruované zařízení. U neoznačených požadavků se jedná o přání zadavatele)

Tabulka 1 - Požadavkový list

4 Návrh vhodných variant konstrukčního řešení

Při návrhu řešení jsou určeny dílčí funkce, které by mělo zařízení plnit a je uvažováno jakým způsobem tyto dílčí funkce zajistíme. Každá funkce může mít více možností řešení. Pro výběr nejvhodnějšího zajištění plnění funkce využijeme morfologické matice.[5]

4.1 Morfologická matice

Dílčí funkce		Orgány nositelé funkcí		
		1	2	3
1.	Otevírání a zavírání čelistí drapáku	Přímočarý hydromotor	Mechanický převod	Lano
2.	Otočný pohyb kolem vlastní osy	Elektromotor	Hydraulický rotátor	Šroub v matici
3.	Pohon drapáku	Hydraulický agregát	Elektromotor	Pneumatický pohon
4.	Kloubový spoj (prst – tělo drapáku)	Šroub	Čep + kluzné ložisko	
5.	Ochrana proti poškození funkčních prvků	Ochranný kryt	Zabudování všech funkčních prvků do nosné části	Bez ochranných prvků

Tabulka 2 – Morfologická matice

4.2 Vybraná řešení

-	Funkce	Varianta A	Varianta B
1.	Otevírání a zavírání čelistí drapáku	Přímočaré hydromotory	Přímočaré hydromotory
2.	Otočný pohyb kolem vlastní osy	Hydraulický rotátor	Hydraulický rotátor
3.	Pohon drapáku	Hydraulický agregát	Hydraulický agregát
4.	Kloubový spoj (prst – tělo drapáku)	Čep + kluzné ložisko	Čep + kluzné ložisko
5.	Ochrana proti poškození funkčních prvků	Ochranný kryt	Zabudování všech funkčních prvků do nosné části

Tabulka 3 – Vybraná řešení

4.3 Vyhodnocení variant

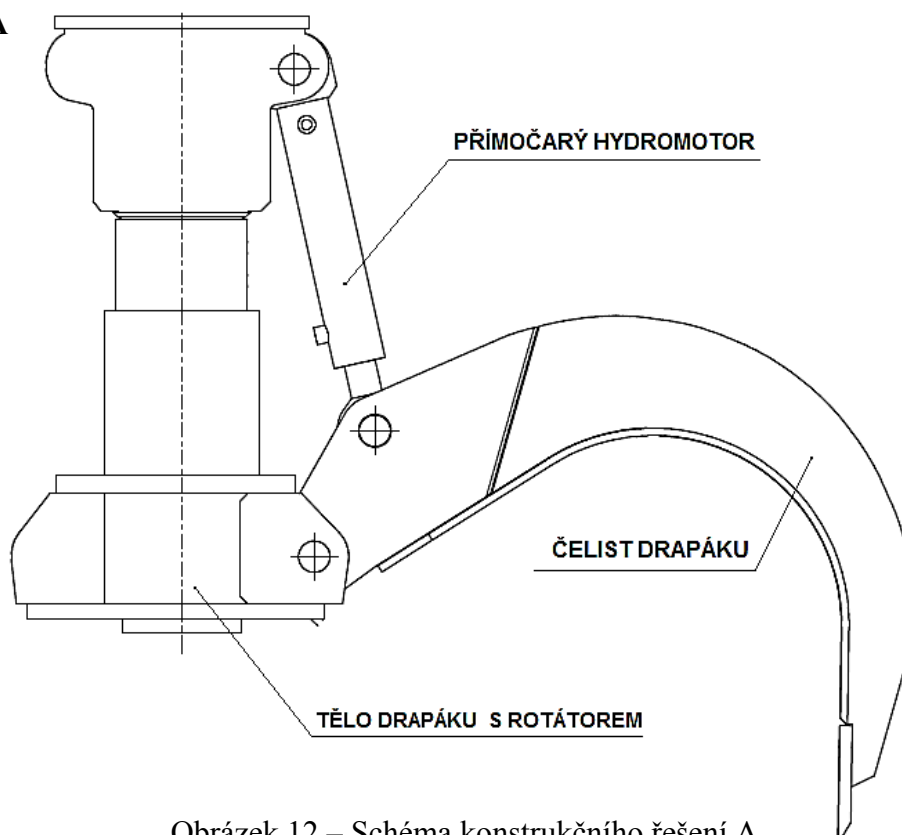
x	Funkce	Hodnocení	
Kombinace orgánů - nositelů funkcí	Funkce 1	1	1
	Funkce 2	1	1
	Funkce 3	2	2
	Funkce 4	2	2
	Funkce 5	2	3
Průměrná známka		1,6	1,8
Celkové pořadí		1.	2.

(Pozn. známkování 1-5, kdy 1 je nejlepší a 5 nejhorší)

Tabulka 4 – Vyhodnocení variant

4.4 Schématický návrh vyhodnocených variant

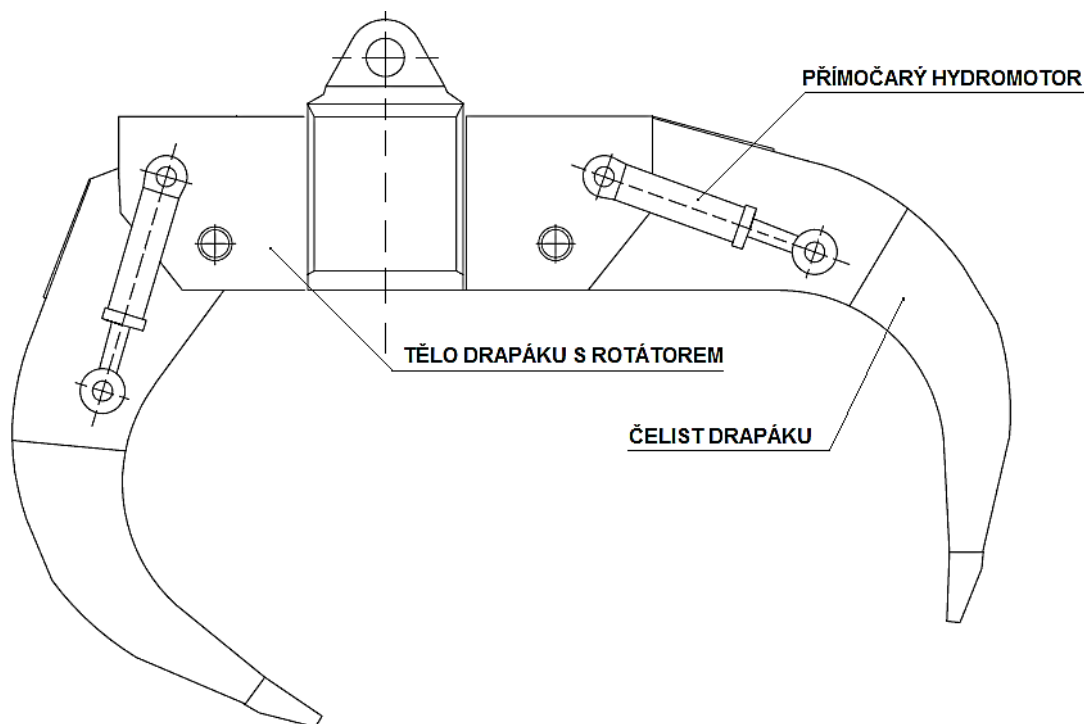
Varianta A



Obrázek 12 – Schéma konstrukčního řešení A

Všechny funkce drapáku jsou u obou variant řešeny stejným způsobem. Výjimkou je však konstrukční provedení těla drapáku, kde u varianty A (obr. 12) je tělo vyvýšené a ovládací prvek čelistí (přímočarý hydromotor) je odkryt. Zde je velké riziko poškození ovládacího prvku při nárazu na nabíraný materiál a jiné předměty.

Varianta B



Obrázek 13 – Schéma konstrukčního řešení B

Konstrukční řešení varianty B (obr. 13) je řešeno tak, že přímočaré hydromotory jsou díky sníženému tělu drapáku chráněny před nárazem přímo čelistí drapáku a středovou nosnou částí (tělem). Navzdory tomu, že je konstrukční řešení varianty B na první pohled lepší oproti variantě A z hlediska menších rozměrů a řešení ochrany proti poškození ovládacích prvků, je toto řešení nevyhovující z důvodu konstrukčního řešení drapáku o větším objemu 1 [m³], kde by se muselo upravit i tělo drapáku (nosná část) a nebyla by zachována univerzálnost těla vůči čelistem pro různé objemy. Další nevýhodou je fakt, že při nabírání sypkého materiálu je celé zařízení včetně hydromotorů a čepů nořeno do materiálu, a tím dochází k zanášení nečistot do funkčních částí, což má nepříznivý vliv na funkci drapáku. Tyto drapáky se zejména používají jako přídavné zařízení užitkových automobilů. Z těchto důvodů bylo zvoleno konstrukční řešení A.

5 Návrh geometrie drapáku

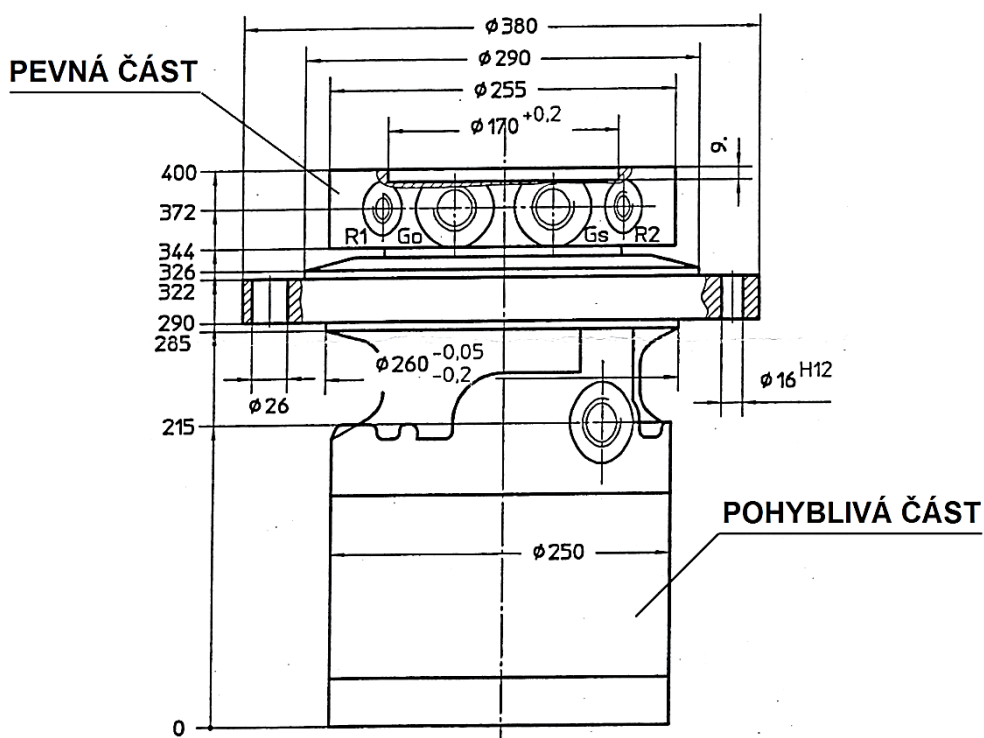
Pro zvolenou variantu drapáku v kapitole 4, byla navržena geometrie v závislosti na volbě potřebného hydraulického rotátoru, přímočarého hydromotoru a dosažení tvaru čelisti drapáku pro požadovaný objem $0,6 \text{ [m}^3\text{]}$. Požadovaným objemem se má na mysli objem prostoru mezi čelistmi při jejich úplném uzavření.

5.1 Volba typu rotátoru

Rotátor je hydraulicky poháněné zařízení a zajišťuje otočný pohyb kolem hlavní osy drapáku. Skládá se z pevné části upnuté k závěsu pracovního zařízení stroje a z otočné pohyblivé části zabudované v těle drapáku. Pro navrhovaný drapák byl zvolen hydraulický rotátor typu Thumm 708HM-4D. Katalogový list rotátoru viz příloha F.

Technické parametry:

Maximální axiální zatížení:	80 [kN]
Točivý moment při 100 barech:	1200 [N.m]
Maximální tlak ve válci čelisti:	350 [bar]
Maximální tlak rotačního motoru:	200 [bar]
Hmotnost:	131 [kg]



Obrázek 14 – Rozměry zvoleného rotátoru Thumm 708HM-4D

5.2 Volba přímočarého hydromotoru

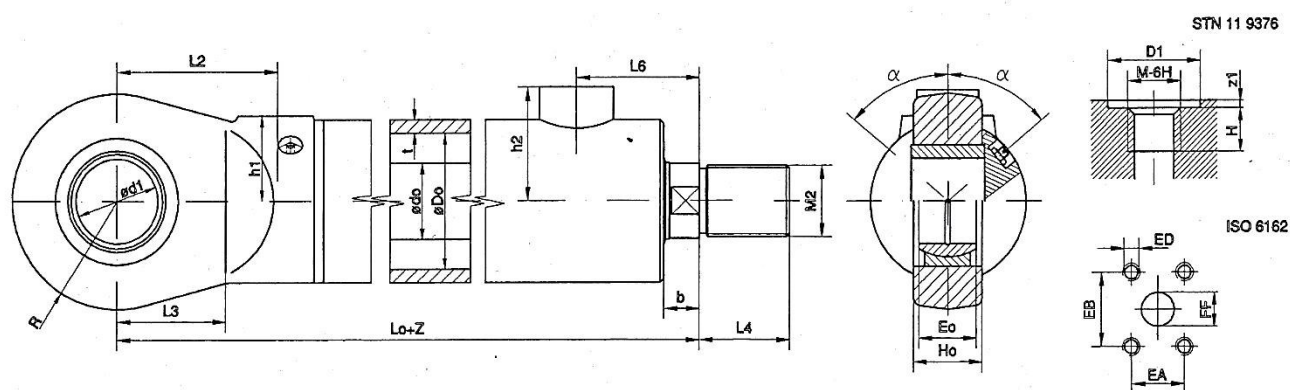
Přímočarý hydromotor (PČH) zajišťuje u drapáku otevírání a zavírání čelistí. Vysunutí a zasunutí pohyblivé části hydromotoru ovlivňuje velikost otevření nebo zavření čelistí drapáku při překládce materiálu. Hydromotory jsou spojeny s tělem drapáku i s čelistí pomocí čepových spojů, které vytvářejí kloubové spojení zajišťující bezproblémový vzájemný pohyb začepovaných částí. Na základě požadovaného tlaku byl zvolen přímočarý hydromotor Hydronika typ SV 1. Katalogový list viz příloha G.

Maximální pracovní tlak: $p_v = 32$ [MPa]

Průměr pístu: $D_0 = 80$ [mm]

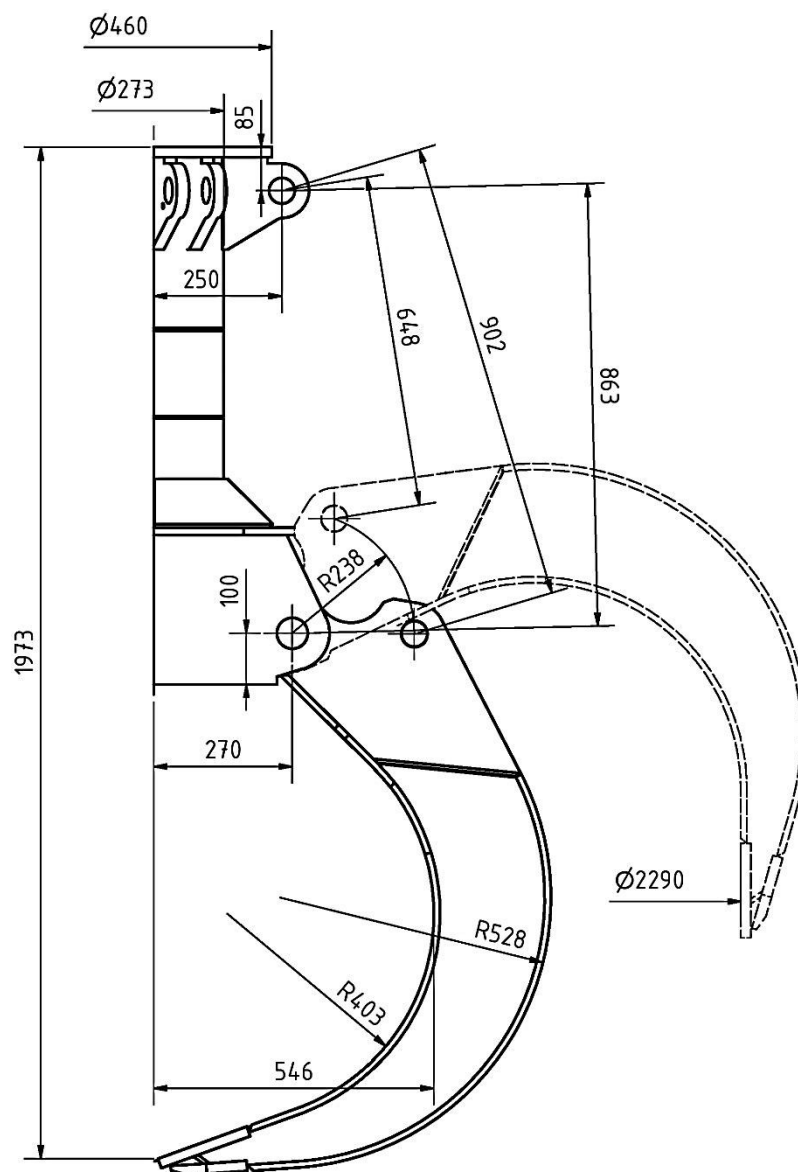
Průměr pístní tyče: $d_0 = 45$ [mm]

Zdvih: $z = 256$ [mm] (vychází z kapitoly 5.3)



5.3 Návrh geometrie a tvaru čelisti drapáku pro dosažení požadovaného objemu.

Po zvolení typu rotátoru a přímočarého hydromotoru jsou navrženy rozměry těla (nosné části) a polypu (čelisti) drapáku (obr. 16).

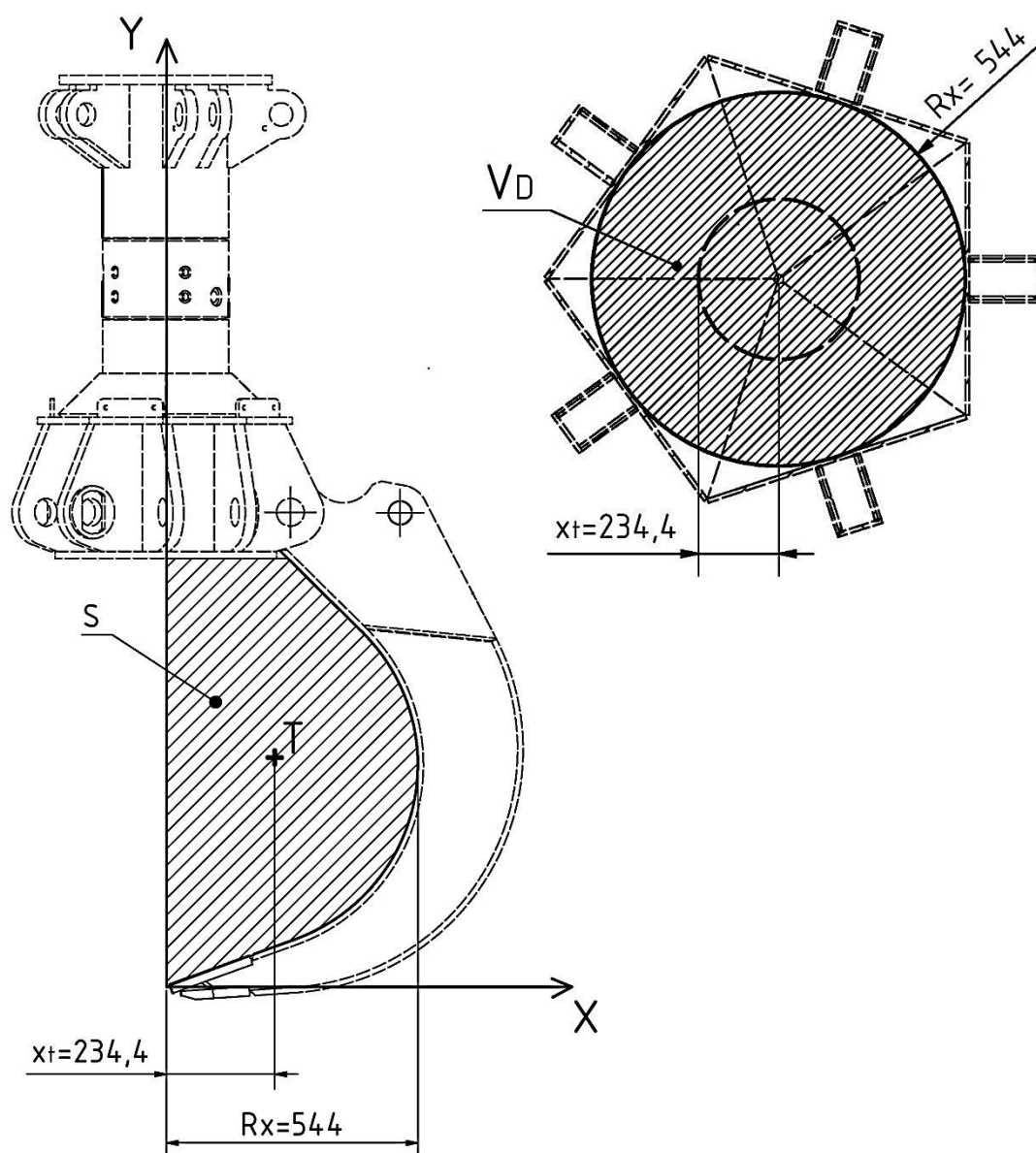


Obrázek 16 – Návrh geometrie a tvaru polypu

Pro tuto geometrii a rozměry drapáku je provedena kontrola, zda vyhovují požadovanému objemu $0,6 \text{ [m}^3\text{]}$. Proto byla zjištěna pomocí Autodesk Inventor 2014 hodnota obsahu plochy **S** a těžiště plochy **T** vykreslených na obr. 17.

$$S = 394586,308 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$x_t = 234,4 \text{ [mm]}$$



Obrázek 17 – Schéma výpočtu objemu uzavřeného drapáku

5.3.1 Výpočet délky trajektorie rotované plochy:

$$o_r = 2 \cdot \pi \cdot x_t \quad [mm] \quad (1)$$

$$o_r = 2 \cdot \pi \cdot 234,4 = 1472,8 \text{ mm}$$

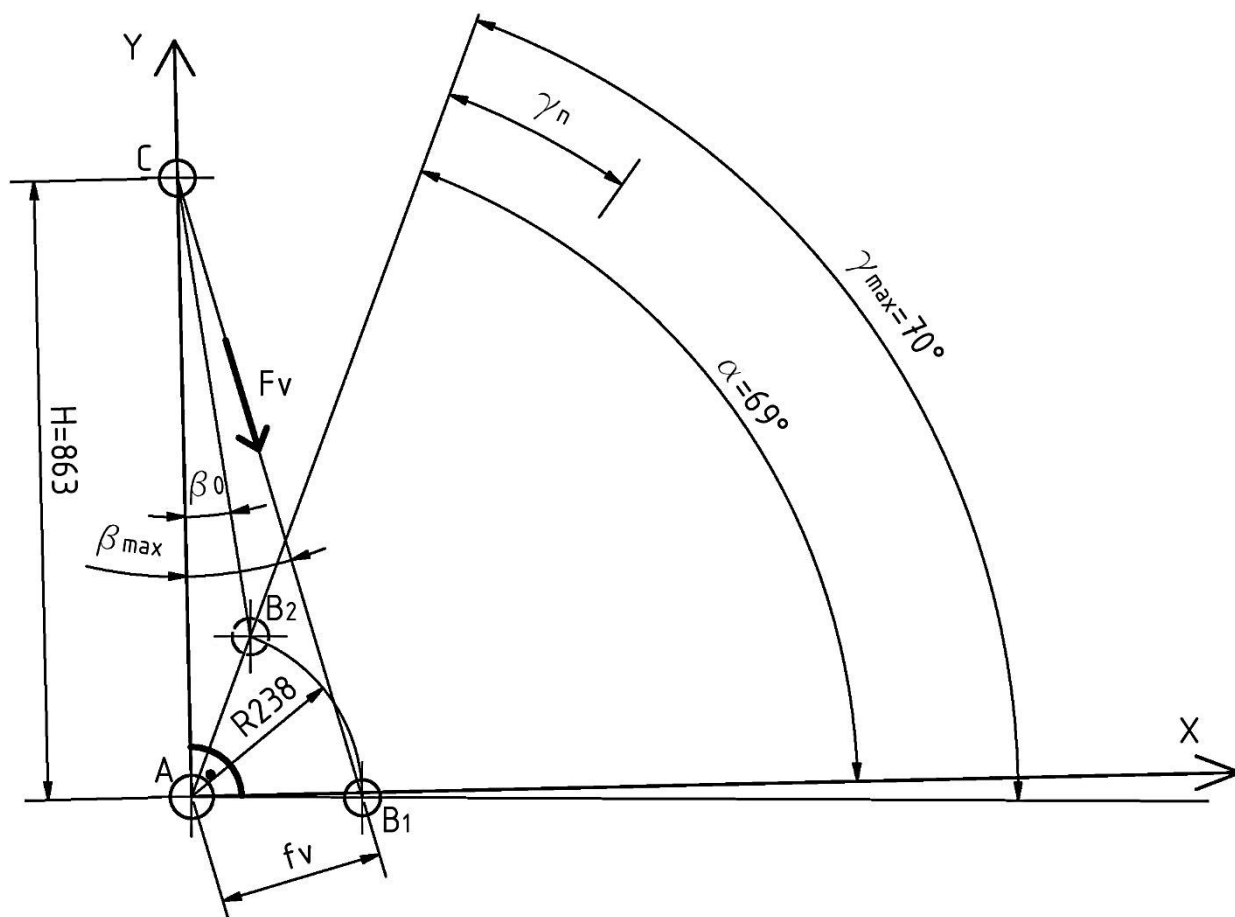
5.3.2 Výpočet objemu

$$V_D = S \cdot o_r \quad [mm^3] \quad (2)$$

$$V_D = 394586,308 \cdot 1472,78 = 581138822,7 \text{ mm}^3 = 0,581 \text{ m}^3$$

Čelist je navržena tak, aby vypočtený objem $V_D = 0,581 \text{ m}^3$ byl menší, jak požadovaný objem $V = 0,6 \text{ m}^3$ z důvodu polygonového tvaru při úplném uzavření drapáku, jak je vidno na obr. 17 vpravo nahoře. Navržený tvar a geometrie těla i polypu drapáku tedy vyhovují.

30



Obrázek 19 – Silový rozbor 2

6.1 Výchozí hodnoty

Poloměr otáčení čepového spoje B:	$R = 238 \text{ [mm]}$
Vzdálenost čepových spojů A a C:	$H = 863 \text{ [mm]}$
Délka ramene svěrné síly F_S :	$r_d = 1065 \text{ mm} = 1,065 \text{ [m]}$
Úhel otevření čelisti od osy x:	$\alpha = 69 \text{ [°]}$
Tlak v přímočarém hydromotoru:	$p_V = 32 \text{ [MPa]}$
Průměr pístu přímočarého hydromotoru:	$D_0 = 80 \text{ [mm]}$

6.2 Síla v přímočarém hydromotoru F_V :

$$F_V = p_V \cdot S_0 \quad [N] \quad (3)$$

$$F_V = p_V \cdot \frac{\pi \cdot D_0^2}{4} \quad [N]$$

$$F_V = 32 \cdot \frac{\pi \cdot 80^2}{4} = 160849,5 \text{ N}$$

6.3 Výpočet ramene f_V :

V předběžném výpočtu pomocí programu Microsoft Excel (viz příloha E) byly do následujících rovnic (4 až 9) dosazeny hodnoty úhlu zavření $\gamma_n=0-70$ [°] a následně byl zjištěn úhel zavření $\gamma=53$ [°], při kterém je svěrná síla F_S maximální. Tento úhel je dosazován při postupu výpočtu hodnoty svěrné síly F_S .

Úhel zavření:

$$\gamma = 53^\circ$$

$$f_V = H \cdot \sin \beta_n \quad [mm] \quad (4)$$

$$f_V = 863 \cdot \sin 16,00863 = 238 \text{ mm}$$

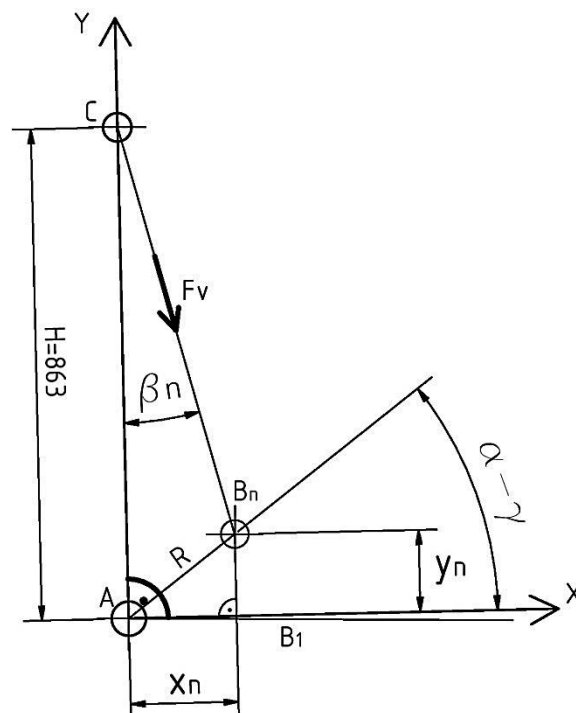
6.3.1 Výpočet x-ové a y-nové souřadnice:

$$x_n = R \cdot \cos(\alpha - \gamma) \quad [mm] \quad (5)$$

$$x_n = 238 \cdot \cos(69 - 53) = 228,78 \text{ mm}$$

$$y_n = R \cdot \sin(\alpha - \gamma) \quad [mm] \quad (6)$$

$$y_n = 238 \cdot \sin(69 - 53) = 65,6 \text{ mm}$$



Obrázek 20 – Silový rozbor 3

6.3.2 Výpočet úhlu sklonu přímočarého hydromotoru β :

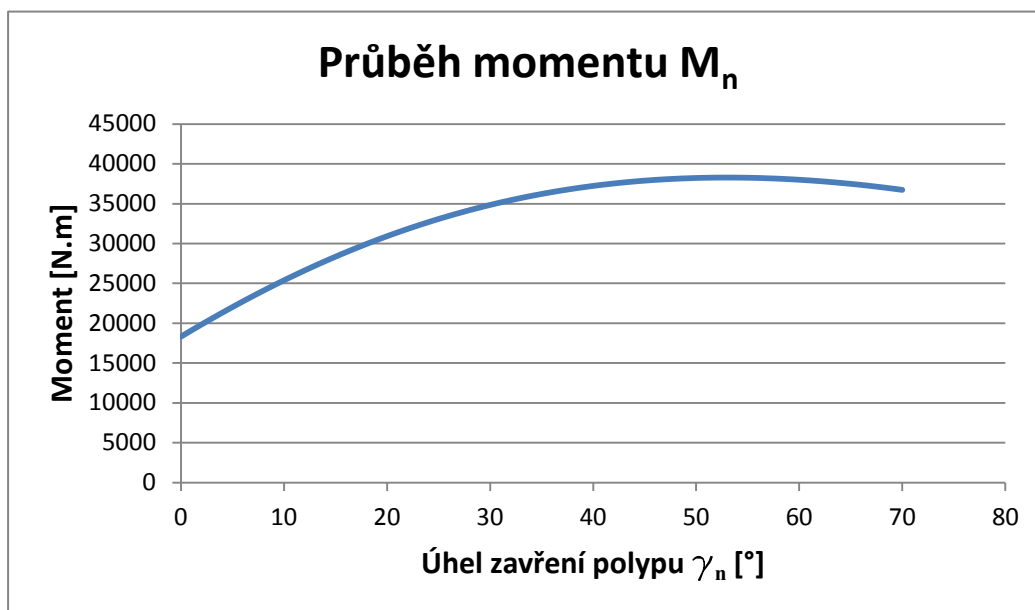
$$\beta = \arctg \frac{x_n}{H - y_n} \quad [^\circ] \quad (7)$$

$$\beta = \arctg \frac{228,78}{863 - 65,6} = 16,00863^\circ$$

6.4 Výpočet momentu M_n :

$$M_n = f_V \cdot F_V \quad [N \cdot mm] \quad (8)$$

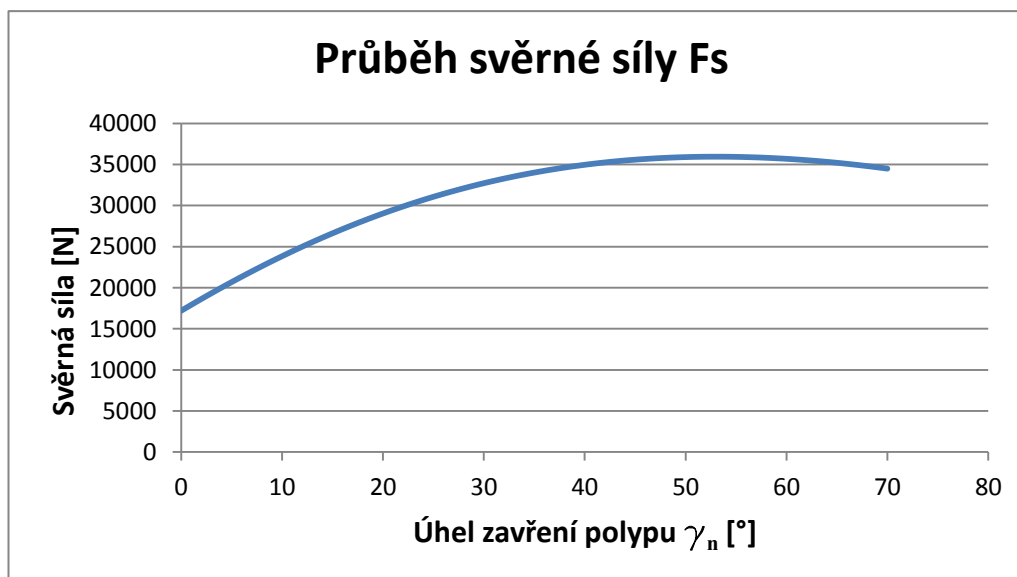
$$M_n = 238 \cdot 160849,5 = 38282181 \text{ N} \cdot \text{mm} = 38282,19 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Obrázek 21 – Průběh momentu M_n v závislosti na úhlu zavření drapáku

6.5 Výpočet síly na špici čelisti F_s :

$$F_s = \frac{M_n}{r_d} \quad [N] \quad (9)$$

$$F_s = \frac{38282,19}{1,065} = 35\,945,72 \, N$$

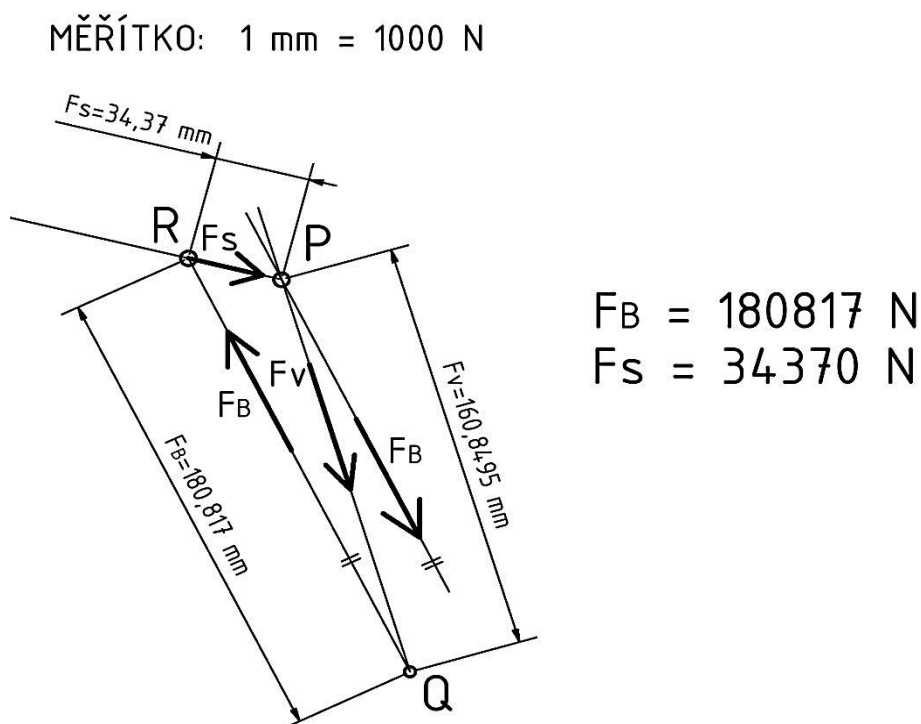
Obrázek 22 – Průběh svěrné síly F_s v závislosti na úhlu zavření drapáku

(Pozn.: Všechny vypočítané hodnoty viz příloha E.)

6.6 Grafické řešení síly F_B

Síla F_B působí na čepové spojení mezi nosnou částí a čelistí drapáku a nabývá svého maxima při úplném zavření čelistí. Pro šetření této síly bylo použito grafického řešení, které je zobrazeno na obr. 23 a v (TD č. 00000G-1) s následujícím postupem.

Spojením bodu C a B_1 byla vytvořena nositelka známé síly přímočarého hydromotoru. Dále z předchozího výpočtu víme, že síla F_S působí kolmo na spojnici bodu A a D_1 . Tato kolmice je nositelkou síly F_S . Průsečík nositelek sil F_V a F_S vytvoří jejich společné působíště označené bodem P. Síla F_B vzniká na základě působení síly F_V a F_S tudíž má síla F_B stejné působíště. Proto je následně spojen bod P s bodem A, ve kterém síla F_B působí a je tak vytvořena nositelka síly F_B . Následně je nanesena na nositelku síly F_V její známá hodnota v určeném měřítku 1 [mm] = 1000 [N] a je tak vytvořen bod Q. Tímto bodem je následně vedena rovnoběžka s nositelkou síly F_B , která vytvoří nový průsečík R nositelek sil F_S a F_B . Délky stran vzniklého trojúhelníku QPR nám určují velikosti působících sil. Při odměření strany QR je zjištěna velikost síly $F_B = 180817$ [N] a pro kontrolu odměřením strany RP zjištěna velikost svěrné síly F_S , kterou je možno zkontrolovat s vypočítanou silou při úplném zavření čelisti, to znamená s hodnotou síly F_S , kdy úhel zavření $\gamma = 70^\circ$. Po porovnání hodnoty síly F_S zjištěnou početní metodou v příloze E s metodou grafickou je rozdíl těchto hodnot minimální.

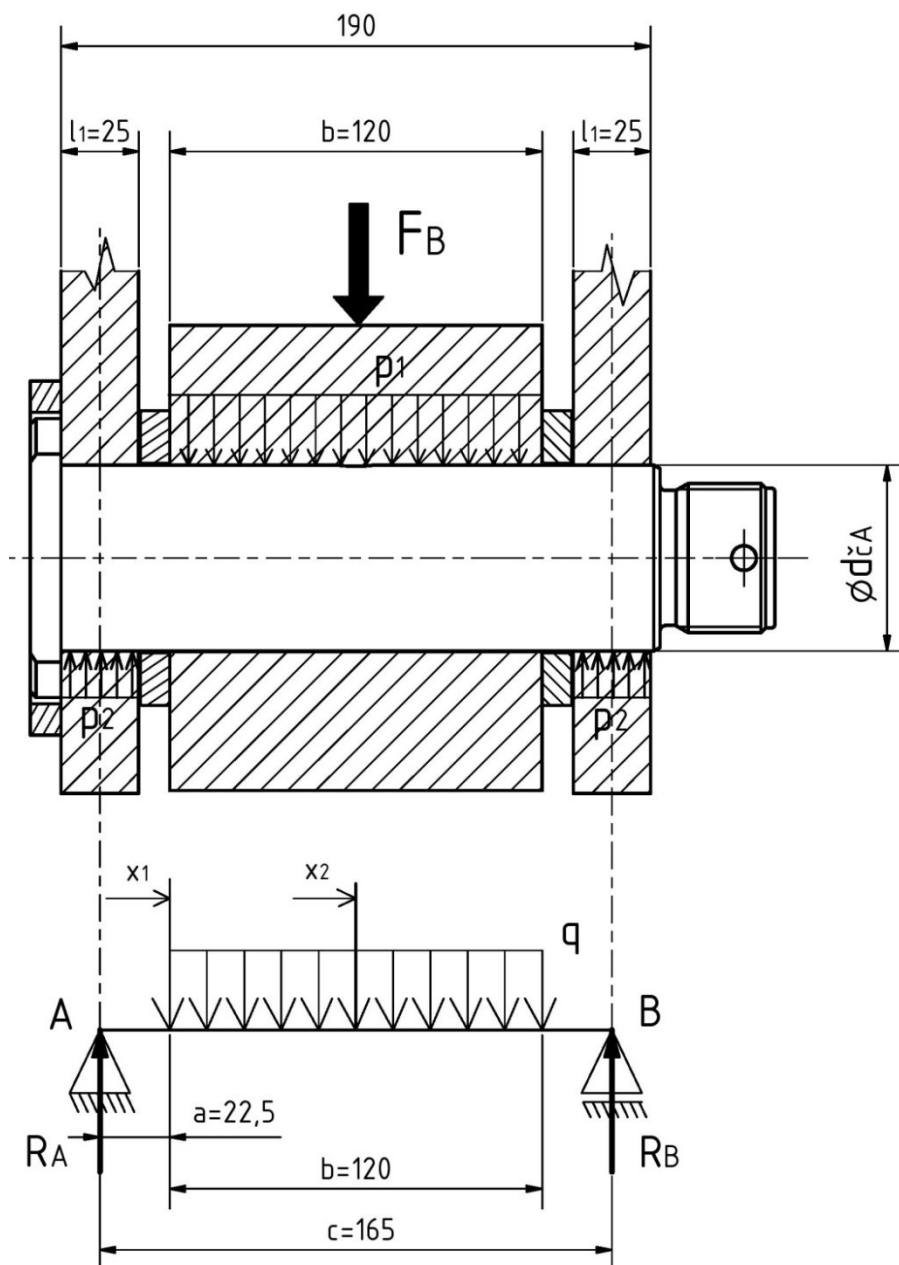


Obrázek 23 – Grafické řešení síly F_B

7 Návrh a kontrola čepových spojů

Čepové spojení patří do kategorie rozebíratelných spojů. V případě zkonstruovaného drapáku vytváří kloubové spojení umožňující naklápění prstu či přímočarého hydromotoru kolem osy čepu. Při výpočtu čepových spojů bylo čerpáno z: [3]; [6]; [7]

7.1 Návrh čepového spoje mezi tělem a čelistí drapáku



Obrázek 24 – Schéma zatížení čepu mezi tělem a čelistí drapáku

Z grafického řešení byla zjištěna velikost síly F_B působící na čepový spoj v bodě A na obr. 18 a (TD č. 000000-1 Poz.:4).

7.1.1 Výchozí hodnoty:

Síla působící na čep:	$F_B = 180\,817 \text{ [N]}$	
Materiál čepu:	15 241.7	[8]
Mez kluzu v tahu mat. :	$R_e = 981 \text{ [MPa]}$	[8]
Dovolený tlak ve stykových plochách:	$p_{Dov} = 116 \text{ [MPa]}$	[6]
Součinitel míjivého zatížení pro legovanou ocel:	$c_{II} = 0,7 \text{ [-]}$	[4]
Součinitel bezpečnosti pro kalenou ocel:	$k = 2,5 \text{ [-]}$	[4]

7.1.2 Spojité zatížení

$$q = \frac{F_B}{b} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (9)$$

$$q = \frac{180817}{120} = 1506,8 \text{ N} \cdot mm^{-1}$$

7.1.3 Reakce v bodě B:

$$R_B \cdot c - q \cdot b \cdot \frac{c}{2} = 0 \quad (10)$$

Z této rovnice je vyjádřena reakce R_B .

$$R_B = \frac{\frac{q \cdot b \cdot c}{2}}{b} \quad [N]$$

$$R_B = \frac{q \cdot b}{2} = \frac{1506,8 \cdot 120}{2} = 90408 \text{ N}$$

Síla F_B působí v polovině vzdálenosti obou reakcí, tudíž platí, že $R_A = R_B$.

7.1.4 Zjištění maximálního ohybového momentu M_{oMax}

$$x_1 = a = 22,5 \text{ [mm]}$$

$$M_{O1} = R_A \cdot x_1 \quad [N \cdot mm] \quad (11)$$

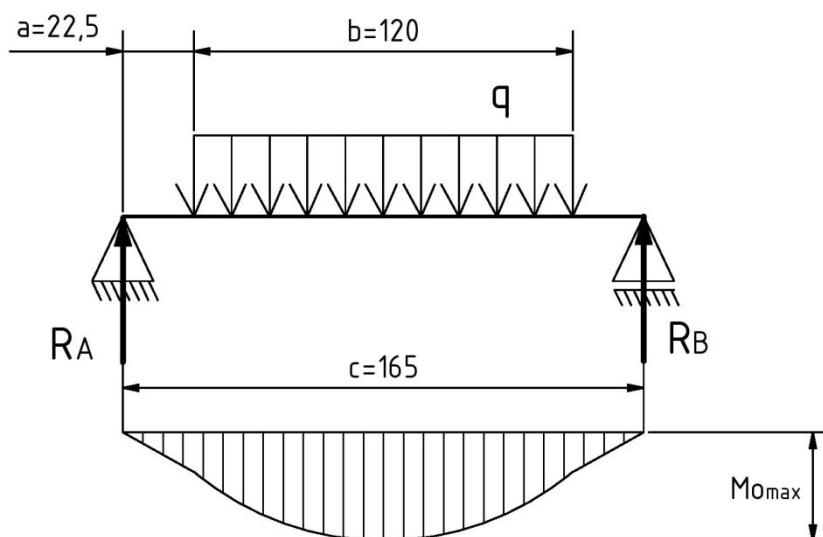
$$M_{O1} = 90\,408 \cdot 22,5 = 2034180 \text{ N} \cdot mm$$

$$x_2 = \frac{b}{2} = 60 \text{ [mm]}$$

$$M_{O2} = R_A \cdot (x_1 + x_2) - q \cdot x_2 \cdot \frac{x_2}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (12)$$

$$M_{O2} = 90408 \cdot (22,5 + 60) - 1506,8 \cdot 60 \cdot \frac{60}{2} = 4746420 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{O2} = M_{O\text{Max}}$$



Obrázek 25 – Schéma průběhu ohybového momentu čepu mezi nosnou částí a čelistí

7.1.5 Výpočet dovoleného ohybového napětí

$$\sigma_{DO} = \frac{Re}{k} \cdot c_{II} \quad [\text{MPa}] \quad (13)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{981}{2,5} \cdot 0,7 = 274 \text{ MPa}$$

7.1.6 Výpočet průměru čepu $d_{\check{c}A}$ z dovoleného ohybového napětí

$$\sigma_{O\text{Max}} = \frac{M_{O\text{Max}}}{W_O} = \frac{M_{O\text{Max}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}A}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \quad [\text{MPa}] \quad (14)$$

$$\frac{M_{O\text{Max}}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}A}^3}{32}} = \sigma_{DO}$$

Z této rovnice je následně vyjádřen průměr čepu $d_{\check{c}A}$.

$$d_{\check{c}A} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{OMax}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4746420}{\pi \cdot 274}} = 56,1 \text{ mm}$$

Byl navržen čep o průměru $d_{\check{c}A}=60$ [mm].

7.1.7 Kontrola čepu na otlačení

$$p_1 = \frac{q \cdot b}{d_{\check{c}A} \cdot b} = \frac{q}{d_{\check{c}A}} \quad [\text{MPa}] \quad (15)$$

$$p_1 = \frac{1506}{60} = 25,1 \text{ MPa} < p_{Dov} = 116 \text{ MPa}$$

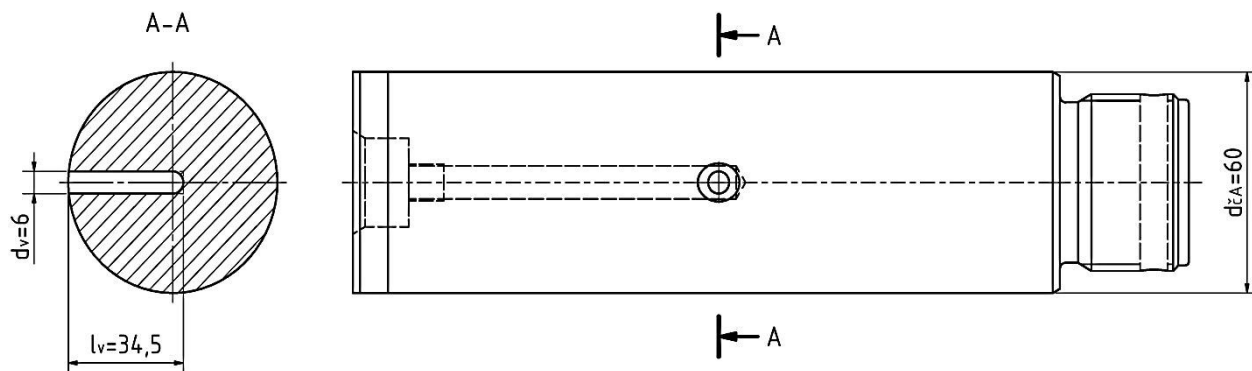
$$p_2 = \frac{R_A}{l_1 \cdot d_{\check{c}A}} \quad [\text{MPa}] \quad (16)$$

$$p_2 = \frac{90408}{25 \cdot 60} = 60,3 \text{ MPa} < p_{Dov} = 116 \text{ MPa}$$

Čep vyhovuje pevnostní podmínce na otlačení ve stykových plochách.

7.1.8 Kontrola čepu po navrtání otvoru pro vedení maziva

Skrze čep bude vyvrtán otvor, pro vedení maziva zajišťující bezproblémový otočný pohyb začepovaných částí. Proto je provedena kontrola, a to pro příčné vrtání čepem, které nepříznivě ovlivňuje napětí v ohybu.



Obrázek 26 – Otvor v čepu pro vedení maziva

$$\sigma_o = \frac{M_{OMax}}{W_o} = \frac{M_{OMax}}{\frac{d_{\xi A}^3 \cdot \pi}{32} - \frac{d_v \cdot l_v^2}{6}} \leq \sigma_{Do} \quad [6] \quad (17)$$

$$\sigma_o = \frac{4746420}{\frac{60^3 \cdot \pi}{32} - \frac{6 \cdot 34,5^2}{6}} = \frac{4746420}{20015,55} = 237 \text{ MPa} < \sigma_{Do} = 274 \text{ MPa}$$

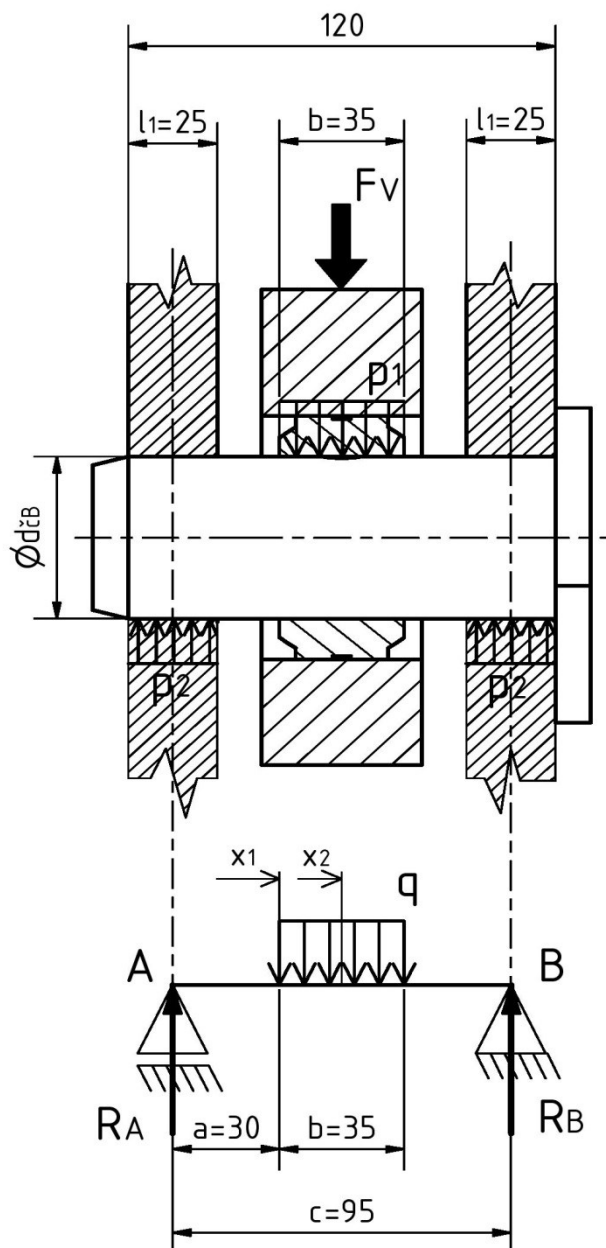
7.1.9 Výsledná bezpečnost

$$k_v = \frac{Re}{\sigma_o} \cdot c_{II} \quad [-] \quad (18)$$

$$k_v = \frac{981}{237} \cdot 0,7 = 2,9 \quad [-]$$

Čep vyhovuje na napětí v ohybu a na otlačení ve stykových plochách s výslednou vyhovující bezpečností $k_v=2,9$ [-].

7.2 Návrh čepového spoje mezi čelistí drapáku a přímočarým hydromotorem



Obrázek 27 – Schéma zatížení čepu mezi čelistí drapáku a přímočarým hydromotorem

Na čepový spoj v bodě B na obr. 18 a (TD č. 000000-1 Poz.:7) působí síla válce F_v vypočítaná v kapitole 6.1.

7.2.1 Výchozí hodnoty:

Síla působící na čep:	$F_V = 160\,849,5$ [N]	
Materiál čepu:	15 241.7	[8]
Mez kluzu v tahu mat. :	$R_e = 981$ [MPa]	[8]
Dovolený tlak ve stykových plochách:	$p_{Dov} = 116$ [MPa]	[6]
Součinitel míjivého zatížení pro legovanou ocel:	$c_{II} = 0,7$ [-]	[4]
Součinitel bezpečnosti pro kalenou ocel:	$k = 2,5$ [-]	[4]

7.2.2 Spojité zatížení

$$q = \frac{F_V}{b} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (19)$$

$$q = \frac{160849,5}{35} = 4595,7 \, N \cdot mm^{-1}$$

7.2.3 Reakce v bodě B:

$$R_B \cdot c - q \cdot b \cdot \frac{c}{2} = 0 \quad (20)$$

Z této rovnice je vyjádřena reakce R_B .

$$R_B = \frac{\frac{q \cdot b \cdot c}{2}}{b} \quad [N]$$

$$R_B = \frac{q \cdot b}{2} = \frac{4595,7 \cdot 35}{2} = 80\,424,75 \, N$$

Síla F_V působí v polovině vzdálenosti obou reakcí, tudíž platí, že $R_A = R_B$.

7.2.4 Zjištění maximálního ohybového momentu M_{oMax}

$$x_1 = a = 30 \, [mm]$$

$$M_{O1} = R_A \cdot x_1 \quad [N \cdot mm] \quad (21)$$

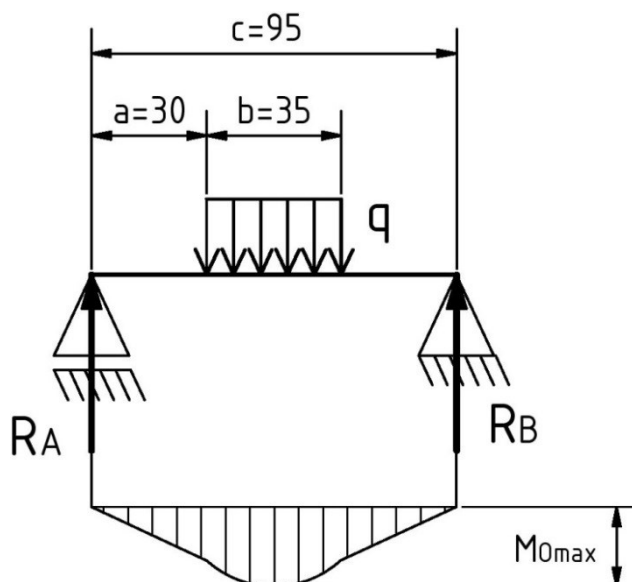
$$M_{O1} = 80424,75 \cdot 30 = 2412742,5 \, N \cdot mm$$

$$x_2 = \frac{b}{2} = 17,5 \text{ [mm]}$$

$$M_{O2} = R_A \cdot (x_1 + x_2) - q \cdot x_2 \cdot \frac{x_2}{2} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (22)$$

$$M_{O2} = 80424,75 \cdot (30 + 17,5) - 4597,7 \cdot 17,5 \cdot \frac{17,5}{2} = 3116152,8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{O2} = M_{O\text{Max}}$$



Obrázek 28 – Schéma průběhu ohybového momentu čepu mezi čelistí drapáku a přímočarým hydromotorem

7.2.5 Výpočet dovoleného ohybového napětí

$$\sigma_{DO} = \frac{Re}{k} \cdot c_{II} \quad [\text{MPa}] \quad (23)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{981}{2,5} \cdot 0,7 = 274 \text{ MPa}$$

7.2.6 Výpočet průměru čepu $d_{\text{čB}}$ z dovoleného ohybového napětí

$$\sigma_{O\text{Max}} = \frac{M_{O\text{Max}}}{W_O} = \frac{M_{O\text{Max}}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{čB}}^3}{32}} \leq \sigma_{DO} \quad [\text{MPa}] \quad (24)$$

$$\frac{M_{O\text{Max}}}{\frac{\pi \cdot d_{\text{čB}}^3}{32}} = \sigma_{DO}$$

Z této rovnice je následně vyjádřen průměr čepu $d_{\text{čB}}$.

$$d_{\check{c}B} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{OMax}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3116152,8}{\pi \cdot 274}} = 48,7 \text{ mm}$$

Byl navržen čep o průměru $d_{\check{c}B} = 50$ [mm].

7.2.7 Kontrola čepu na otláčení

$$p_1 = \frac{q \cdot b}{d_{\check{c}B} \cdot b} = \frac{q}{d_{\check{c}B}} \quad [MPa] \quad (25)$$

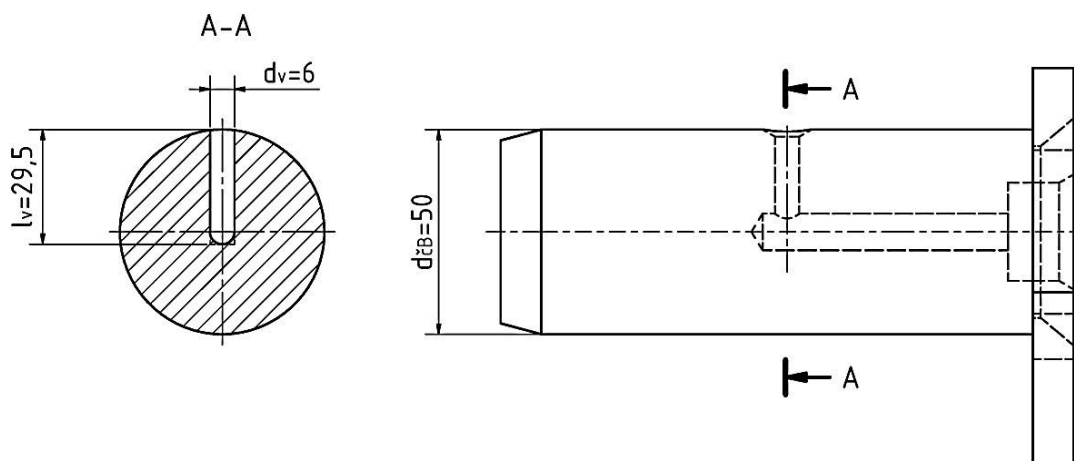
$$p_1 = \frac{4597,7}{50} = 91,9 \text{ MPa} < p_{Dov} = 116 \text{ MPa}$$

$$p_2 = \frac{R_A}{l_1 \cdot d_{\check{c}B}} \quad [MPa] \quad (26)$$

$$p_2 = \frac{80\,424,75}{25 \cdot 50} = 64,3 \text{ MPa} < p_{Dov} = 116 \text{ MPa}$$

Čep vyhovuje pevnostní podmínce na otláčení ve stykových plochách.

7.2.8 Kontrola čepu po navrtání otvoru pro vedení maziva



Obrázek 29 – Otvor v čepu pro vedení maziva

$$\sigma_o = \frac{M_{oMax}}{W_o} = \frac{M_{oMax}}{\frac{d_{\check{c}B}^3 \cdot \pi}{32} - \frac{d_v \cdot l_v^2}{6}} \leq \sigma_{Do} \quad [6] \quad (27)$$

$$\sigma_o = \frac{3116152,8}{\frac{50^3 \cdot \pi}{32} - \frac{6 \cdot 29,5^2}{6}} = \frac{3116152,8}{11401,6} = 273 \text{ MPa} < \sigma_{Do} = 274 \text{ MPa}$$

7.2.9 Výsledná bezpečnost

$$k_v = \frac{Re}{\sigma_o} \cdot c_{II} \quad [-] \quad (28)$$

$$k_v = \frac{981}{273} \cdot c_{II} = 2,5 \quad [-]$$

Čep spojující čelist s přímočarým hydromotorem vyhovuje kontrole na napětí v ohybu a na otlačení ve stykových plochách s výslednou vyhovující bezpečností $k_v=2,5$ [-]. Tento výpočet se již nemusí při návrhu čepu spojující tělo drapáku s přímočarým hydromotorem opakovat. Důvodem je působení stejné síly F_v , kratší délka čepu (z čehož plyne menší ohybové napětí působící na čep) a shodné plochy zatěžující čep na otlačení. Proto byl zvolen stejný průměr čepu $d_{\check{c}C}=50$ [mm].

8 Kontrola svarového spojení u vybraných uzlů

Svarové spojení patří mezi nerozebíratelné spoje a navrhovaný drapák je bez využití těchto spojů nevyrobitelný. Kontrola svaru je prováděna na místech, kde je velká pravděpodobnost poruchy svaru vlivem působení sil a může tak dojít k havárii celého zařízení. Při výpočtu svarů bylo čerpáno z: [3]

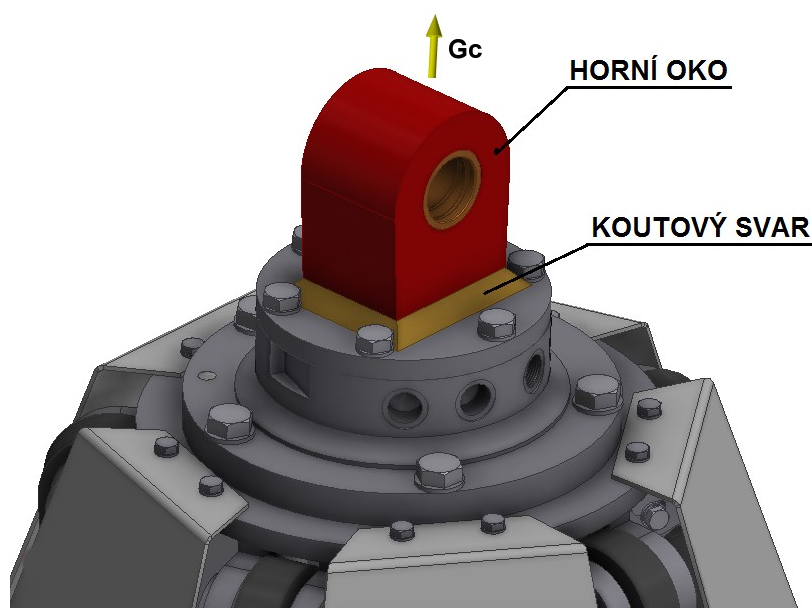
8.1 Svarový spoj závěsného oka

Svarové spojení závěsného oka (TD č. 000000-1 Poz.:3) přenáší tíhu samotného drapáku G_D a maximální tíhu nabíraného materiálu G_M . Na spoj však nepůsobí pouze tato tíhová síla, ale také síly závislé na obsluze manipulaci s drapákem, které nelze určit. Proto při kontrole zatížení svaru od tahové síly by výsledná statická bezpečnost měla být $k > 2,5$.

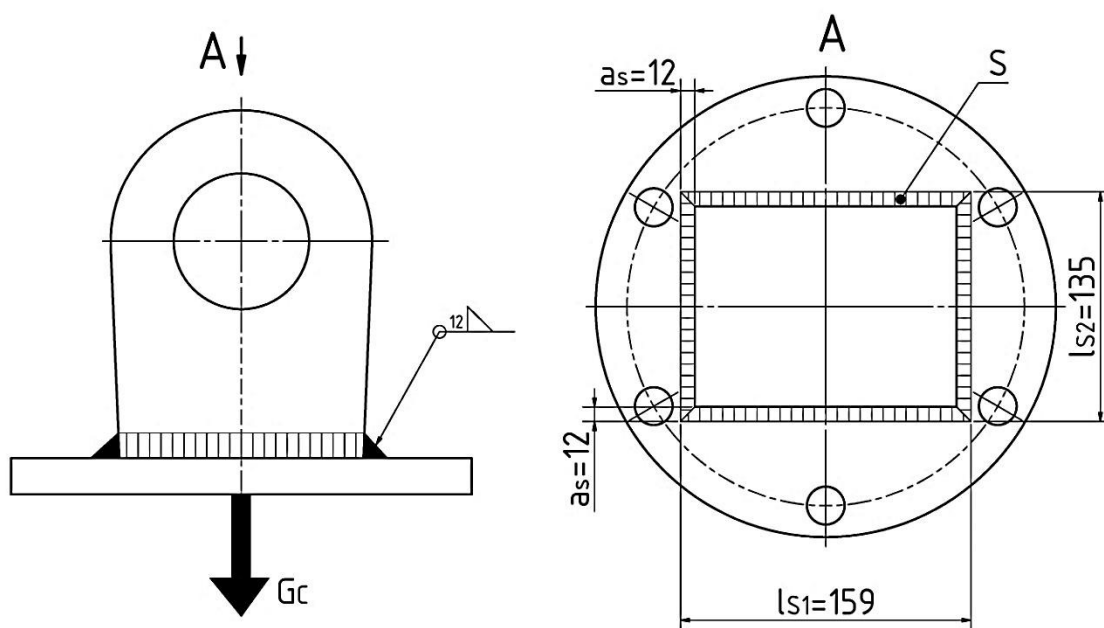
Zadané parametry:

Hmotnost drapáku:	$m_D=1481$ [kg]	
Nosnost drapáku:	$G_M=60$ [kN]	
Svařovaný materiál:	11 523.1	[8]
Mez kluzu svařovaného materiálu:	$Re=345$ [MPa]	[8]

Pro výpočet redukovaného napětí je třeba znát převodní součinitel $k_3=0,75$ [-] dle ČSN 05 1020. Tyto součinitele platí pro ruční svařování elektrickým obloukem, přičemž pevnost elektrody odpovídá pevnosti svařovaného materiálu. [3]



Obrázek 30 – Svar závěsného oka



Obrázek 31 – Schéma svaru závěsného oka

8.1.1 Výpočet celkového zatížení svaru

$$G_D = m_D \cdot g \quad [N] \quad (29)$$

$$G_D = 1481 \cdot 9,81 = 14528,6 \text{ N}$$

$$G_C = G_D + G_M \quad [N] \quad (30)$$

$$G_C = 14528,6 + 60000 = 74528,61 \text{ N}$$

Tento výpočet ověřuje, zdali hmotnost drapáku vyhovuje zvolenému rotátoru v kapitole 5.1 s max. axiální únosností 80000 [N].

8.1.2 Výpočet napětí ve svaru od tahové síly

$$\tau_{\perp 1} = \frac{G_C}{S} = \frac{G_C}{2 \cdot (l_{s1} \cdot a_s) + 2 \cdot [(l_{s2} - 2 \cdot a_s) \cdot a_s]} \quad [MPa] \quad (31)$$

$$\tau_{\perp 1} = \frac{74528,61}{2 \cdot (159 \cdot 12) + 2 \cdot [(135 - 2 \cdot 12) \cdot 12]} = 11,5 \text{ MPa}$$

8.1.3 Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{RED} = \frac{\tau_{\perp 1}}{k_3} \quad [MPa] \quad (32)$$

$$\sigma_{RED} = \frac{11,5}{0,75} = 15,3 \text{ MPa}$$

8.1.4 Statická bezpečnost

$$\sigma_{RED} \leq \beta_s \cdot \frac{Re}{k_s} \quad [MPa] \quad (33)$$

Z této rovnice je následně vyjádřena statická bezpečnost k_s . Je uvažováno se součinitelem tloušťky svaru $\beta_s=1$ [-] pro tloušťku svaru $a_s=12$ [mm]. [3]

$$k_s = \beta_s \cdot \frac{Re}{\sigma_{RED}} \quad [-]$$

$$k_s = 1 \cdot \frac{345}{15,3} = 22,5[-]$$

Výsledná statická bezpečnost $k_s = 22,5$ [-] je příliš vysoká z důvodu pojištění svarového spoje pro již zmiňované neznáme síly, které mohou nastat při spouštění, zvedání nebo nárazu drapáku při práci v provozu. Tím může dojít ke vzniku složeného napětí a tak ke snížení bezpečnosti.

8.2 Svarový spoj konzoly pro začepování přímočarého hydromotoru

Jedná se o svarový spoj na svařenci těla drapáku (TD č. 000000-1 Poz.:1) namáhaný silou přímočarého hydromotoru (TD č. 000000-1 Poz.:19). Při výpočtu je uvažováno, že hydromotor působí maximální silou válce a to při úhlu zavření čelisti (TD č. 000000-1 Poz.:2), kdy na konci čelisti nastane maximální svěrná síla F_s . Na každou svařovanou konzoly se síla F_v působením na střed začepování rozkládá na polovinu její hodnoty (obr. 33).

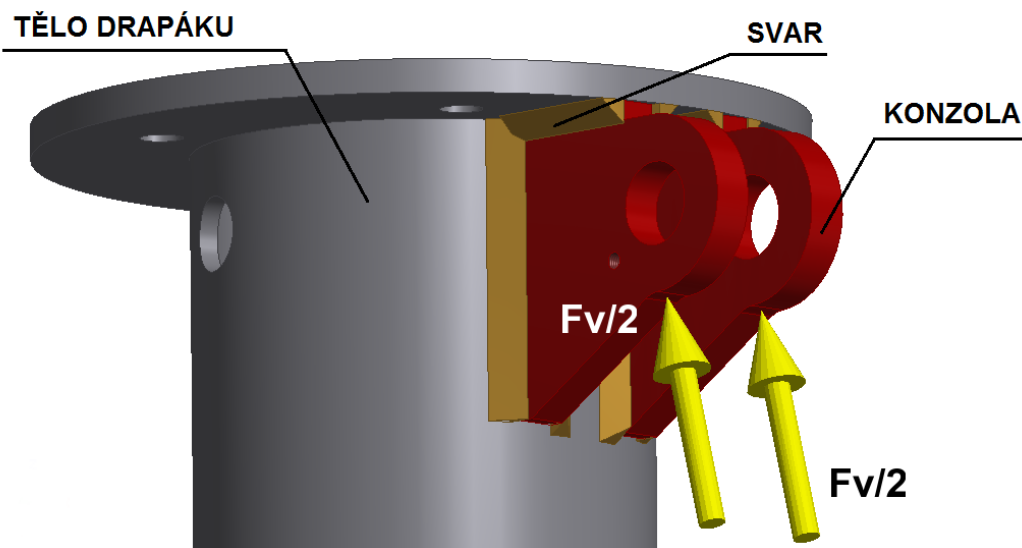
Znamé parametry:

Síla v přímočarém hydromotoru:	$F_v=160849,5$ [N]	
Svařovaný materiál:	11 523.1	[9]
Mez kluzu materiálu:	$Re=345$ [MPa]	[9]

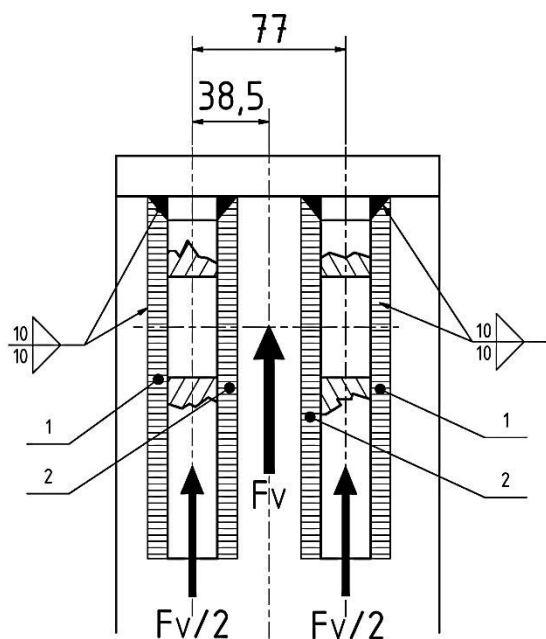
Při výpočtu koutového svaru se běžně postupuje tak, že se nosný průřez sklápí do roviny připojení [3]. Avšak v tomto případě, kdy síla hydromotoru působí na složený tvar (L) svaru, je nosný průřez sklopen do roviny připojené konzoly (obr. 34). Při výpočtu

je uvažováno se zatížením jedné svařované konzoly, na kterou působí síla $F_v/2$. Tato síla působí na dvě svařové plochy jak je vidno na obr. 33.

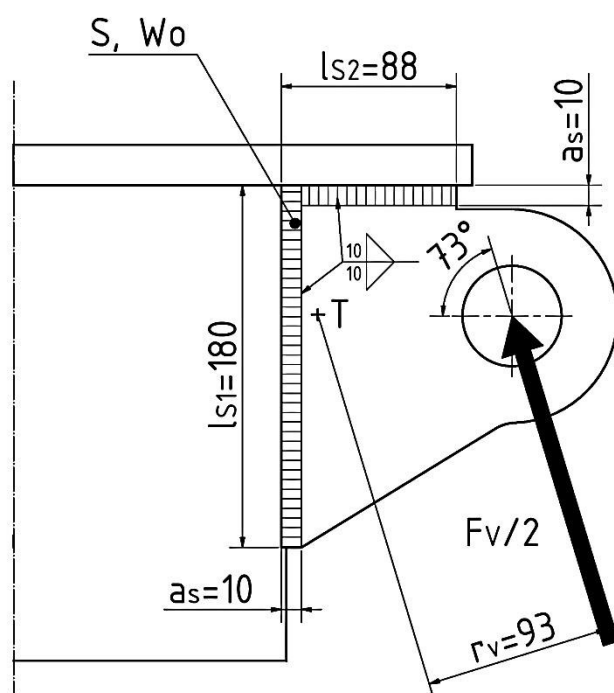
Pro výpočet redukovaného napětí je třeba znát převodní součinitele $k_3=0,75$ [-] a $k_4=0,65$ [-] dle ČSN 05 1020. Tyto součinitele platí pro ruční svařování elektrickým obloukem, přičemž pevnost elektrody odpovídá pevnosti svařovaného materiálu. [3]



Obrázek 32 – Svar konzoly pro začepování přímočarého hydromotoru



Obr. 33 – Působení sil na svarový spoj



Obr. 34 – Sklopený průřez svarového spoje

8.2.1 Výpočet napětí ve svaru od posouvající síly

$$\tau_{\parallel} = \frac{\frac{F_V}{2}}{2 \cdot S} = \frac{\frac{F_V}{2}}{2 \cdot [a_S \cdot l_{S1} + (l_{S2} - a_S) \cdot a_S]} \quad [MPa] \quad (34)$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{\frac{160849,5}{2}}{2 \cdot [180 \cdot 10 + (88 - 10) \cdot 10]} = \frac{80424,75}{5160} = 15,6 \text{ MPa}$$

8.2.2 Výpočet napětí ve svaru od ohybového momentu

Při výpočtu napětí od ohybového momentu pro daný svarový obrazec na obr. 34 bylo za pomoci programu Autodesk Inventor 2014 zjištěno těžiště T sklopené plochy svaru a její průřezový modul v ohybu $W_O = 76045 \text{ [mm}^3\text{]}$. Ohybový moment vzniká působením síly F_V na rameni r_v k těžišti svarové plochy.

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_O}{2 \cdot W_O} = \frac{\frac{F_V}{2} \cdot r_v}{2 \cdot W_O} \quad [MPa] \quad (35)$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{\frac{160849,5}{2} \cdot 93}{2 \cdot 76045} = 49,1 \text{ MPa}$$

8.2.3 Výpočet redukovaného napětí

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_4}\right)^2} \quad [MPa] \quad (36)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\left(\frac{49,1}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{15,6}{0,65}\right)^2} = 69,7 \text{ MPa}$$

8.2.4 Statická bezpečnost

$$\sigma_{RED} \leq \beta_s \cdot \frac{Re}{k_s} \quad [MPa] \quad (37)$$

Z této rovnice je následně vyjádřena statická bezpečnost k_s . Je uvažováno se součinitelem tloušťky svaru $\beta_s = 1$ [-] pro tloušťku svaru $a_s = 10 \text{ [mm]}$. [3]

$$k_s = \beta_s \cdot \frac{Re}{\sigma_{RED}} \quad [-]$$

$$k_s = 1 \cdot \frac{345}{69,7} = 4,9 \quad [-]$$

Výsledná bezpečnost svaru je optimální.

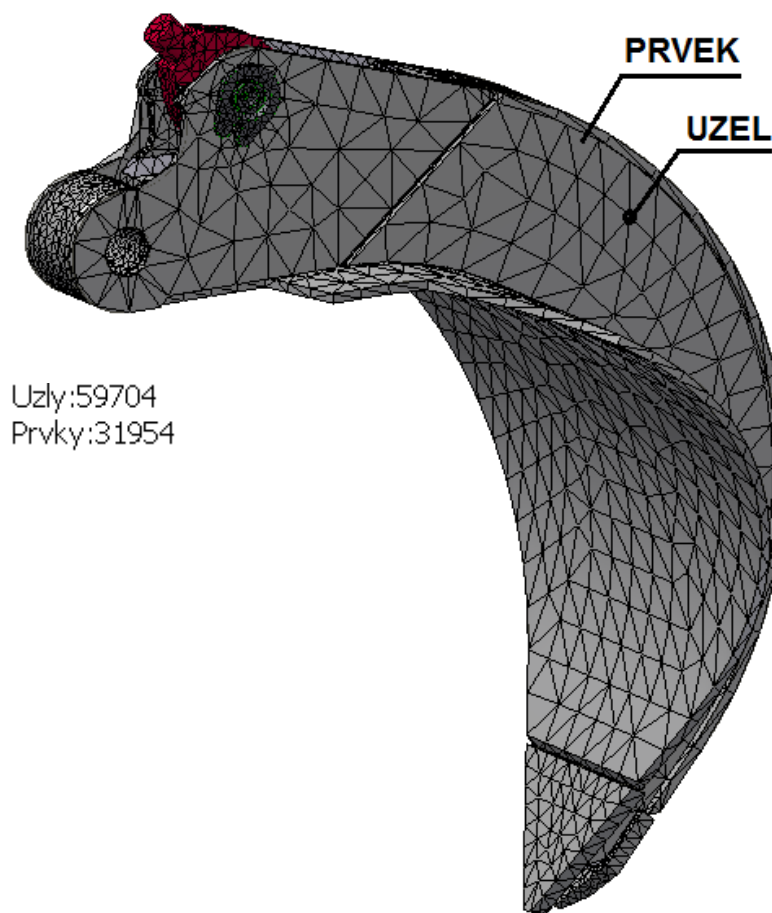
9 MKP analýza čelisti

Metody konečných prvků (MKP) bylo využito ke zjištění průběhu napětí na čelisti drapáku (TD č. 000000-1 Poz.:2). Vycházíme z výpočtu kapitoly 6., kde je vypočítána síla F_V v hydromotoru (TD č. 000000-1 Poz.:19) a úhel uzavření γ čelisti, při kterém čelist vyvodí maximální svěrnou sílu F_S . Tyto síly jsou použity k vytvoření okrajových podmínek (tzn. softwarově uvést analyzovaný model do stavu zavazbení a zatížení nejvíce podobnému realitě) při pevnostní analýze čelisti drapáku vytvořenou v programu Autodesk Inventor 2014.

9.1 Zatížení silou hydromotoru F_V

9.1.1 Nastavení sítě

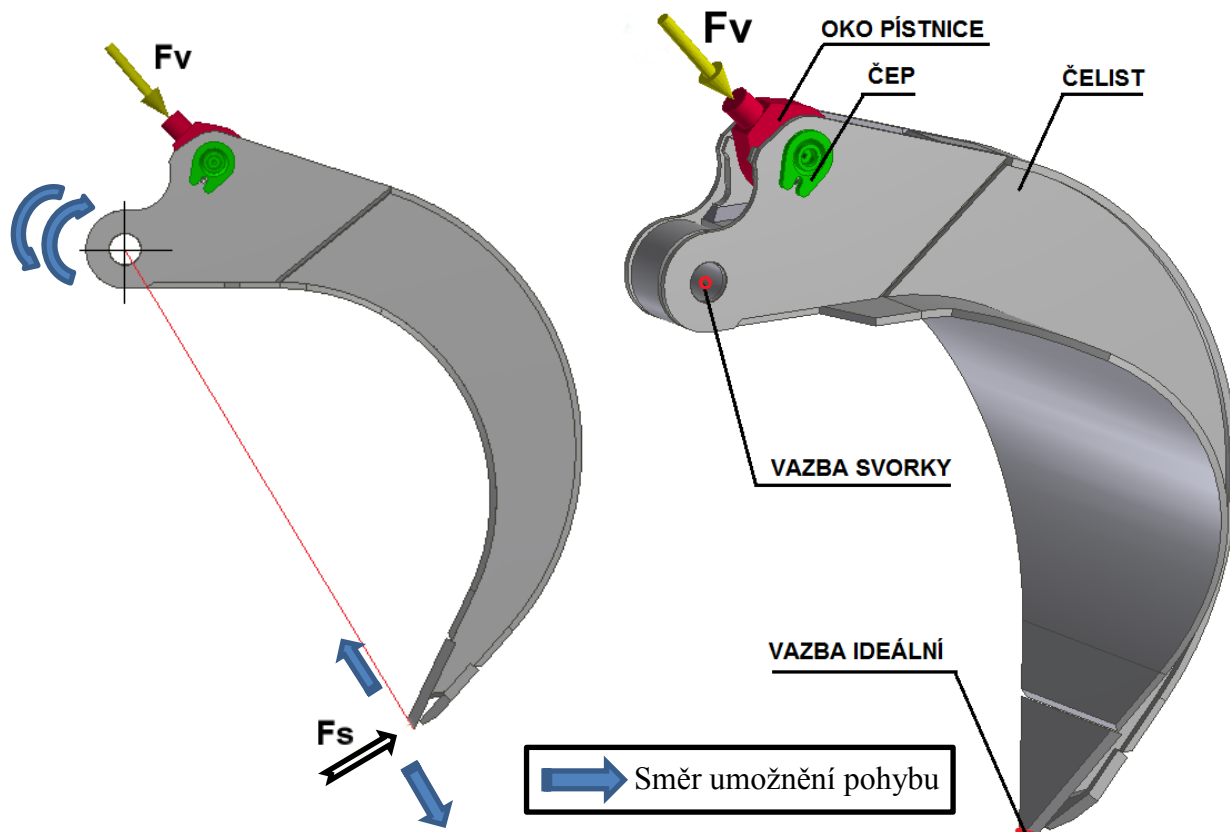
Nastavení sítě je na 0,1 x délka komponenty. To znamená, že každá komponenta bude po délce rozdělena na 10 dílků.



Obrázek 35 - Zobrazení sítě

9.1.2 Zatížení

K vytvoření okrajových podmínek byla domodelována část pístnice s okem přímočarého hydromotoru, která je zavazbena do polohy, kdy je čelist drapáku otevřena v takovém úhlu (úhel zavření $\gamma = 53[^\circ]$), při kterém je vyvozena maximální síla F_S . Na konec domodelované části pístnice byla poté vložena síla $F_V = 160849,5$ [N]. Místo působení a směr síly znázorněný na obr. 36.



Obrázek 36 - Zatížení čelisti silou F_V

9.1.3 Dotyky a vazby

Dotyky jsou pro všechny svařované komponenty nastaveny jako dotyk *vázaný*. Mezi čepem a bočnicí prstu je dotyk *separace (oddělní)*. Dotyk mezi čepem a okem pístnice je pro zachování směru síly *vázaný*. Mezi hlavou čepu a bočnicí čelisti je nastaven dotyk *posuvný bez oddělení*.

V případě, kdy je prst zatěžován silou válce, je v otvoru pro začepování čelistí s tělem drapáku vazba *svorky* (vazba umožňující otáčení kolem osy otvoru). Na špičce drapáku je pak vytvořená rovinná plocha, na kterou je síla F_S kolmá (silou F_S model v analýze nezatěžuji). Na vytvořenou plochu je nastavena vazba *ideální* (vazba umožňující pohyb

v jedné rovině). Tím je uvažováno, že analyzovaná čelist naráží při zavírání na odpor (např. nabíraný materiál). Znázornění vazeb na obr. 36.

9.1.4 Materiál

Čelist je svařena z materiálu 11 523.1. Mechanické vlastnosti materiálu jsou nastaveny podle normy ČSN 41 1523 [9] a jsou uvedeny na obr. 37.

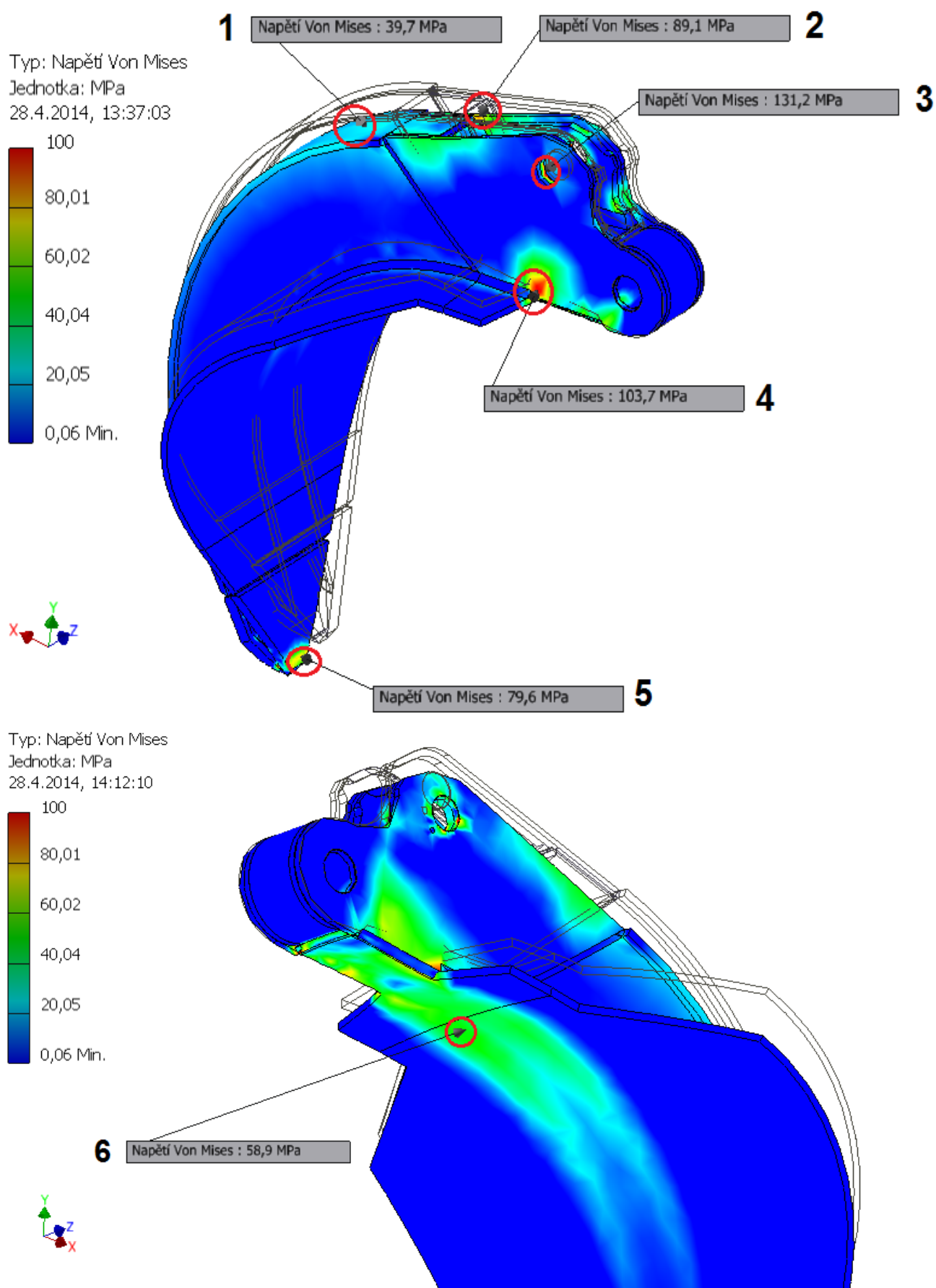
7,850 g/cm ³	Hustota
210,000 GPa	Youngův modul
0,300	Poissonova konstanta
345,000 MPa	Mez kluzu v tahu
490-630 MPa	Mez pevnosti v tahu
56,000 W/(m K)	Tepelná vodivost
12,000 microm/(m c)	Délková roztažnost
0,460 J/(g c)	Měrné teplo
Kov-Ocel	Barevný styl

Obrázek 37 - Vlastnosti materiálu

Výjimkou je však špice čelisti (TD č. 000002-1 Poz.:8,12), která je svařena z otěruvzdorného materiálu Hardox 400 s mezi kluzu $R_e=1000$ [MPa] a mezi pevnosti $R_m=1250$ [MPa]. [16]

9.1.5 Rozbor a zhodnocení výsledků

Z důvodu zkreslených výsledků analýzy byla při rozboru výsledných napětí snížena hranice maximálního napětí Von Mises na hodnotu 100 [MPa]. Příčinou zkreslení bylo vytvoření lokálních špiček napětí, které nejsou relevantní. Na obr. 38 je znázorněn průběh napětí na čelisti a pomocí funkce *sonda* (označení 1-6) je změřeno napětí na vybraných místech. Největší naměřené napětí 131,2 [MPa] vykazuje sonda číslo 3 a nachází se v místě kontaktu čepu s bočnicí čelisti. Jedná se však o lokální špičku, protože při nastavení sítě na více uzlů a prvků se napětí zvyšuje. Relevantní naměřená hodnota napětí 103,7 [MPa] se tedy nachází na sondě číslo 4, kde vzniká velká koncentrace napětí v přechodu svařených plechů. Všechny naměřené hodnoty jsou však pro daný materiál bezproblémové a výsledná bezpečnost relevantní naměřené maximální hodnoty vůči mezi kluzu materiálu je $k_v=3,3[-]$.



Obrázek 38 – Výsledné napětí

9.2 Zatížení čelisti svěrnou silou F_S

Jedná se o kontrolní MKP analýzu čelisti drapáku, kdy je čelist zatěžována svěrnou silou F_S , která vzniká na špici čelisti v důsledku působení síly přímočarého hydromotoru F_V zajišťující otevírání a zavírání čelisti. Proto by se výsledné napětí na modelu čelisti zatěžované silou F_S mělo shodovat s výsledným napětím na čelisti zatěžované silou F_V z kapitoly 9.1.

9.2.1 Nastavení sítě a materiálu modelu

Nastavení sítě modelu je stejné jako v kapitole 9.1.1. Materiál se shoduje s nastavením v kapitole 9.1.4.

9.2.2 Zatížení

Zatížení maximální svěrnou silou $F_S=35\,945,72$ [N] umístěnou na plochu vytvořenou na špici čelisti. Umístění síly znázorněno na obr. 41 v příloze A.

9.2.3 Dotyky a vazby

Dotyky jsou stejně, jako při analýze v bodě 9.1 řešeny stejným způsobem. U svařovaných komponentů je nastaven dotyk *vázaný*, mezi čepem a bočnicí dotyk *separace* a dotyk mezi hlavou čepu a bočnicí jako *posuvný bez oddělení*.

Změna nastává u vazeb, kde jako pevná vazba je nastavena na oko pístnice. Vazba svorky v otvoru pro začepování čelisti k tělu drapáku zůstává stejná z kapitoly 9.1.

9.2.4 Rozbor a zhodnocení výsledků

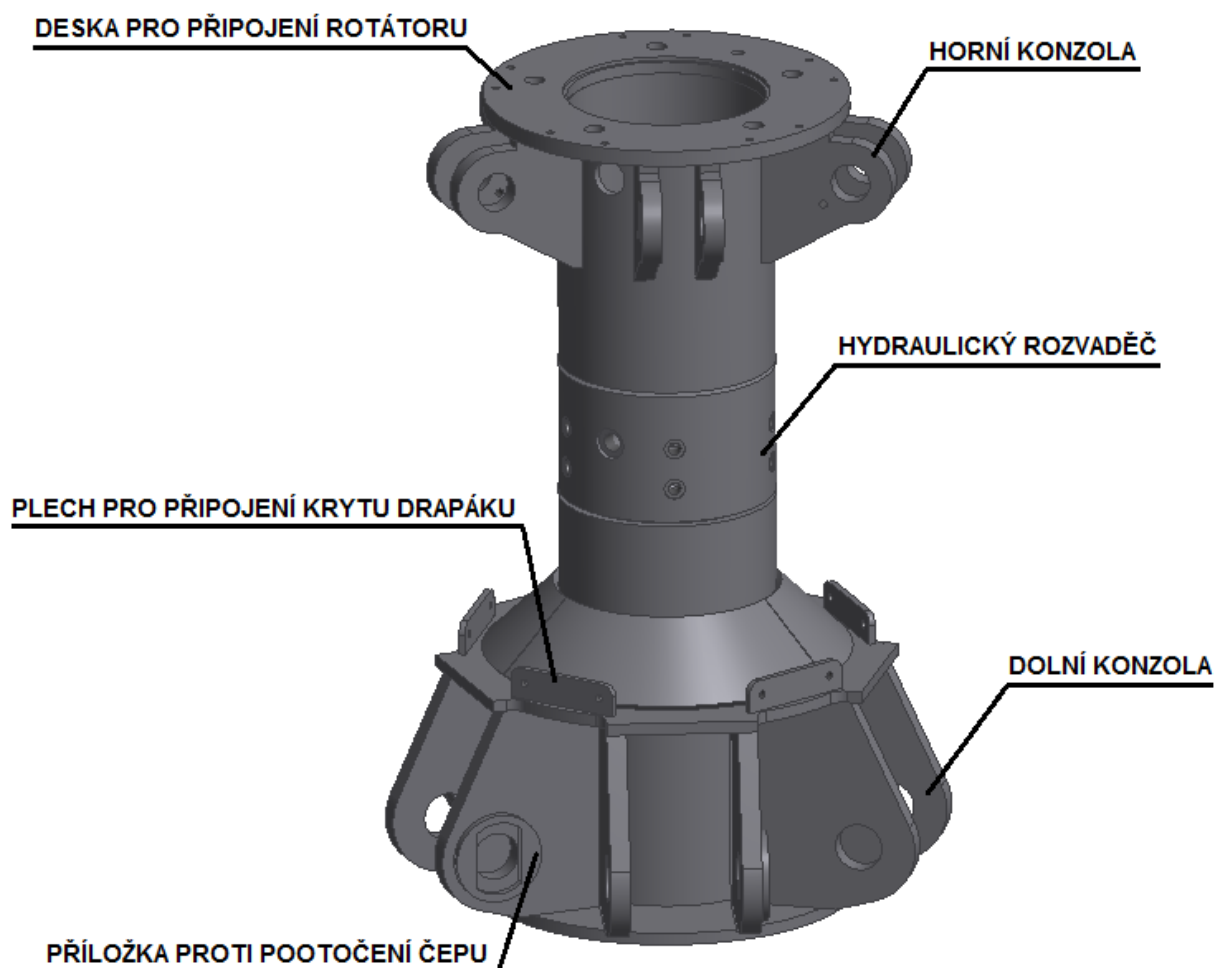
Jak už bylo zmíněno, MKP analýza při zatěžování silou F_S slouží pouze jako kontrolní s MKP analýzou z bodu 9.1. Na obr. 42 v příloze A jsou zobrazeny výsledky analýzy, kde jsou opět jako v předchozí analýze pomocí funkce *sonda* změřeny napětí na stejných místech čelisti 1-6. Po srovnání výsledků z obr. 38 a obr. 42 v příloze A, konstatují, že napětí na všech místech se s malou odchylkou shodují. Díky tomuto srovnání lze předpokládat, že provedená analýza metodou konečných prvků je správná.

Výsledné posunutí na obr. 43 v příloze A se nachází na špici čelisti a bylo zjištěno analýzou při zatěžování silou F_S , kdy výsledek je přesnější, protože síla F_S je umístěna právě v místě předpokládané největší deformace (posunutí). Maximální hodnota posunutí je 0,9 mm, což je pro daný materiál a robustnost analyzované čelisti vyhovující.

10 Konstrukční řešení vybraných uzlů

10.1 Konstrukční provedení těla drapáku

Mezi hlavní části svařence těla drapáku (TD č. 000000-1, Poz.:1) patří hydraulický rozvaděč zajišťující vedení hydraulické kapaliny do přímočarých hydromotorů, které ovládají čelisti drapáku. Další důležitou částí těla drapáku jsou dolní konzoly pro začepování čelistí a horní konzoly pro začepování přímočarého hydromotoru. Na spodní konzoly je navařena příložka zabráňující pootočení čepu mezi tělem drapáku a čelistí. V horní části těla je navařena deska s otvory pro připojení hydraulického rotátoru vsunutého do těla drapáku. Drapák bude zakrytován ocelovými plechy, proto jsou ve spodní části těla navařeny plechy pro uchycení těchto krytů. Tělo drapáku je zobrazeno na obr. 39.



Obrázek 39 – Model těla drapáku

10.2 Konstrukční varianty drapáku z hlediska použití na nabíraný materiál

Jedním z úkolů bakalářské práce bylo zkonstruovat drapák s ohledem na nabíraný materiál. Proto byly navrženy tři varianty čelistí drapáku. Tyto varianty řešení můžeme vidět na obr. 44-46 v příloze B a (TD č. 000000-1). Liší se pouze v provedení čelistí drapáku, kde spodní pásnice čelisti (TD č. 000002-1, Poz.:1) má u každého provedení specifický tvar.

Na obr. 44 v příloze B je zobrazen drapák s variantou čelistí tzv. *uzavřené*. Tento drapák je využíván zejména pro překládku sypkého materiálu.

Na dalším obr. 45 v příloze B můžeme vidět variantu drapáku s tzv. *polouzavřeným* tvarem čelistí vhodného pro nabírání materiálu s většími kusy.

Obr. 46 v příloze B zobrazuje variantu drapáku s tzv. *otevřeným* tvarem čelistí používaného pro překládku velkých břemen a materiálu s velkými kusy.

10.3 Konstrukční návrhy řešení mechanických dorazů při otevírání čelistí drapáku

Při pohybu čelistí drapáku ovládanými přímočarými hydromotory je tento pohyb během otevírání i zavírání čelistí omezen tzv. mechanickými dorazy z důvodu zachycování sil, které mohou nepříznivě ovlivňovat hydromotor. Při zavírání doraz funguje tak, že čelisti dosednou plochami špice do úplného uzavření. Pro pohyb, kdy se čelisti otevírají, jsou navrženy tři varianty řešení dorazu.

První návrh obr. 47 v příloze C, je navržen tak, že výztuha bočnice čelisti je tvarem přizpůsobena, aby mohla dosednout na dosedací plochu navařenou na těle drapáku.

Při dalším návrhu obr. 48 v příloze C, je na dosedací ploše navařen plech s rozměry 28x23-70 sloužící jako doraz pro bočnice čelistí. Při dosedání dorazů může docházet k deformaci ve stykových plochách. U tohoto řešení se navařený plech po deformaci může odřezat a navařit plech nový.

Jako poslední návrh varianty řešení dorazu při otevírání čelistí zobrazeném na obr. 49 v příloze C je uzpůsobený tvar bočnice (TD č. 000002-1 Poz.:6,7) a výztuhy bočnice (Poz.:9,10) dosedající na bok plechu, který je součástí svařence těla drapáku.

Po zhodnocení a konzultaci se zadavatelem byla vybrána třetí varianta řešení dorazu při otevírání čelisti.

10.4 Projekční návrh drapáku o objemu 1 [m³]

Při návrhu drapáku požadovaného objemu 1 [m³] bylo postupováno stejným způsobem jako při návrhu drapáku o objemu 0,6 [m³]. Protože je pro projekčně navrhovaný drapák požadována stejná nosnost $G_M=60$ [kN], může být použit stejný typ rotátoru Thumm 708HM-4D s maximálním dovoleným zatížením 80 [kN] z čehož plyne, že tělo drapáku zůstane stejné jako pro objem 0,6 [m³]. To je ověřeno výpočtem po zkonstruování celého drapáku a zjištění jeho samotné hmotnosti $m_D=1698$ [kg]. Pro tento návrh je pouze upraven tvar čelisti pro požadovaný objem 1 [m³] a zdvih přímočarých hydromotorů $z=259$ [mm], který je závislý na geometrii celého drapáku. Tím se stává tělo drapáku univerzálním, jak pro čelisti zkonstruované pro určitý druh nabíraného materiálu, tak i pro čelisti zajišťující požadovaný objem drapáku od 0,6 [m³] do 1 [m³].

10.4.1 Výpočet celkového zatížení rotátoru drapáku o objemu 1 [m³]

$$G_D = m_D \cdot g \quad [N] \quad (38)$$

$$G_D = 1698 \cdot 9,81 = 16657,38 \text{ N}$$

$$G_C = G_D + G_M \quad [N] \quad (39)$$

$$G_C = 16657,38 + 60000 = 76657,38 \text{ N}$$

Pro rotátor Thumm 708HM-4D s maximální nosností 80 [kN] navržený drapák vyhovuje.

11 Technický popis zařízení

Zkonstruovaný pětiprstý drapák (TD č. 000000-1) je hydraulicky ovládané zařízení sloužící pro překládku materiálu. Mezi hlavní části patří tělo drapáku (TD č. 000000-1, Poz.:1), čelisti drapáku (TD č. 000000-1, Poz.:2) a přímočaré hydromotory (TD č. 000000-1, Poz.:19), které slouží k ovládání (zavírání/otevírání) čelistí.

Čelisti jsou připojeny k tělu drapáku přes čepový spoj (TD č. 000000-1, Poz.:4, řez D-D). V tomto spoji je čep zajištěn proti pootočení pomocí navažené příločky, korunové matice a závlačky. Otočný pohyb čelisti kolem osy čepu umožňují kluzná ložiska nalisovaná v otvoru čelisti drapáku (TD č. 000000-1, Poz.:11). Stejně tak jsou řešena uložení přímočarých hydromotorů (TD č. 000000-1, řez B-B, řez C-C), kdy je čep zajištěn proti pootočení šroubem a natáčení hydromotoru kolem osy čepu opět umožňují naklápací kluzná ložiska v okách hydromotoru. U všech kluzných ložisek je jejich mazání řešeno přes vyvrtaný otvor v čepu, který vede mazivo do požadovaných míst.

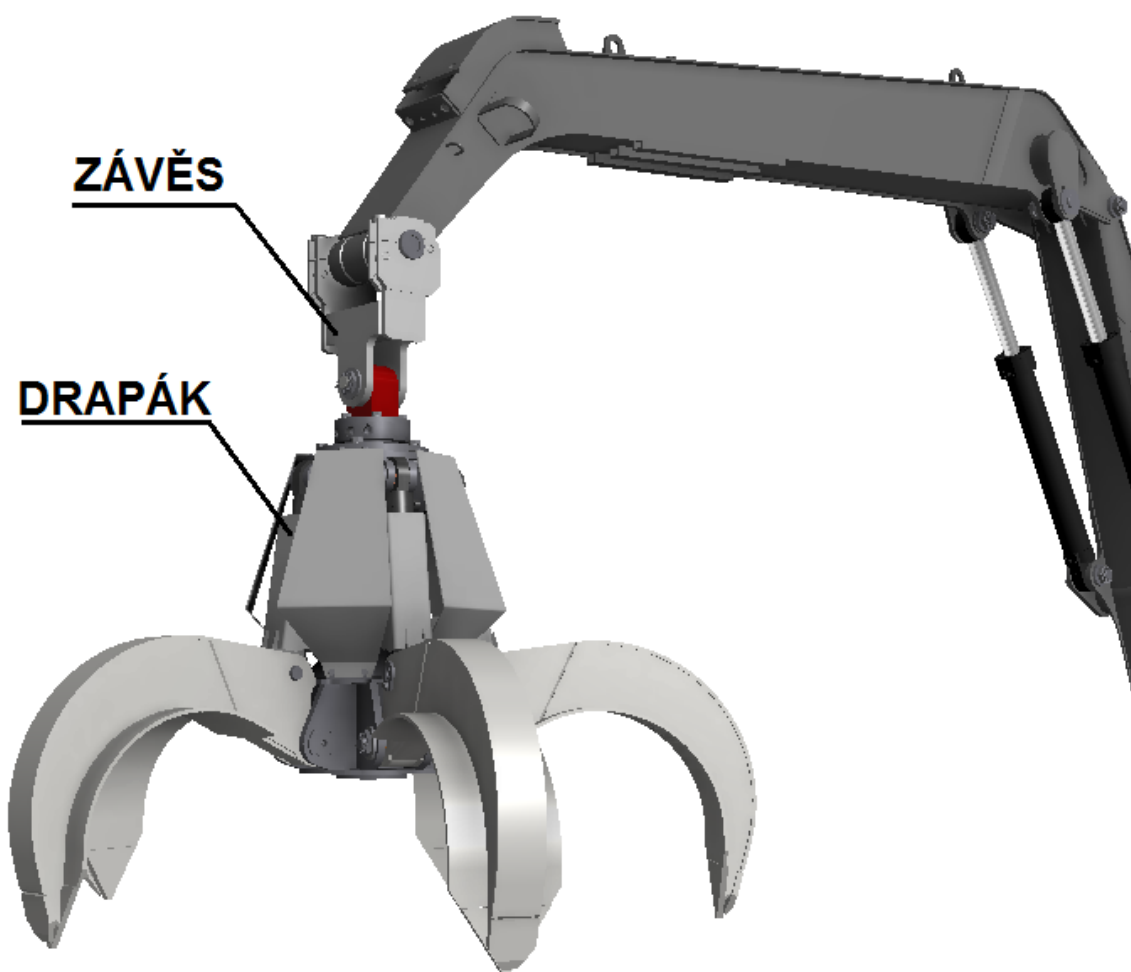
V těle drapáku je pomocí šroubových spojů zabudovaný hydraulický rotátor (TD č. 000000-1, Poz.:18) zajišťující otáčení drapáku kolem své osy.

Hydraulická kapalina je pomocí hydraulických rozvodů vedena z hydraulického agregátu umístěným na rámu stroje do rotátoru. Rotátor slouží k převedení pracovní kapaliny z pevné části rotátoru do části pohyblivé a tím umožní neomezené otáčení celého drapáku do obou směrů. Výstupy A_1 a B_1 z pohyblivé části rotátoru jsou pomocí hadic (TD č. 000000-1, Poz.:20) propojeny se vstupy A_2 a B_2 hydraulického rozvaděče zabudovaném ve svařenci těla drapáku. Tento rozvaděč zajišťuje možnost připojení obou hadic do každého přímočarého hydromotoru, který ovládá jednotlivé čelisti drapáku a tím i jejich společný chod při zavírání či otevírání drapáku.

Hydromotory jsou opatřeny krytem (TD č. 000000-1, Poz.:6) sloužícím jako zábrana proti poškození pístnice při nárazu do nabíraného materiálu. Stejně tak je chráněn rozvod hydrauliky (TD č. 000000-1, Poz.:20) zakrytváním přišroubovanými plechy (TD č. 000000-1, Poz.:9), a tím je tak zamezeno jeho poškození zapříčiněné vniknutím cizích předmětů do hydraulických rozvodů a následnému úniku hydraulické kapaliny.

Spodní část těla drapáku je opatřena víčkem (TD č. 000000-1, Poz.:5). Po odšroubování tohoto víčka je umožněn přístup k zátkám (TD č. 000000-1, Poz.:33) zašroubovaných zevnitř těla drapáku v rozvaděči, kde odšroubováním těchto zátek

můžeme vypustit hydraulickou kapalinu z hydraulického obvodu drapáku. Na požadavek zadavatele bude drapák začepován v již vyrobeném závěsu pracovního zařízení stroje, který je dimenzován pro daný typ zařízení. Pro tento závěs je k horní části drapáku (k rotátoru) přišroubované oko pro zavěšení (TD. č. 000000-1, Poz.:3) s nalisovanými kluznými ložisky (TD č. 000000-1, Poz.:10).



Obrázek 40 - Zavěšení drapáku na pracovním zařízení stroje

12 Závěr

Dle zadaných požadavků byl navržen a zkonstruován pětičelistový drapák určený pro manipulaci s kovovým odpadem a bylo postupováno následujícím způsobem.

Po zvolení vhodné varianty řešení konstrukce drapáku pomocí morfologické matice a po konzultaci se zadavatelem byly zvoleny normalizované součásti zařízení, a to hydraulický rotátor a přímočarý hydromotor. Při počátečním návrhu se vycházelo z rozměrů těchto zvolených normalizovaných součástí a z požadovaného objemu $0,6 \text{ [m}^3\text{]}$, který drapák musí mít po úplném uzavření čelistí. Po návrhu prvotní geometrie byl proveden silový rozbor, za účelem zjištění velikosti svěrné síly vznikající na špici čelisti a při jakém úhlu zavření je tato síla maximální. Dále byly zjištěny síly působící na čepové spoje. Síla přímočarého hydromotoru F_V a síla F_B vznikající působením svěrné síly a síly přímočarého hydromotoru. Po zjištění hodnot těchto sil byla navržena čepová spojení u pohyblivých částí drapáku. U těchto spojů se vycházelo z předpokladu působení míjivého zatížení a pro tohle zatížení bylo vypočítáno maximální dovolené napětí v ohybu, ze kterého byl čep navržen. Dále z důvodu navrtání čepů za účelem vedení maziva ke kluzným ložiskům byla provedena kontrola čepu, kde se v důsledku příčného vrtání nepříznivě zvýší ohybové napětí. Navržené čepy vyhovují i po navrtání mazacích otvorů. Také byla provedena kontrola svarového spoje oka závěsu, které je zatíženo tíhou samotného drapáku, nabíraného materiálu a silami závislými na manipulaci se zařízením. Proto je na svarový spoj oka požadována vysoká výsledná statická bezpečnost. Další kontrola svarového spoje je provedena na konzoli přivařené k tělu drapáku, kde je předpokládána velká koncentrace napětí působením přímočarého hydromotoru. Navržený svar vyhověl s optimální statickou bezpečností. Z důvodu velkého namáhání čelisti byla tato čelist analyzována metodou konečných prvků. Při první analýze čelisti byla zatěžována silou přímočarého hydromotoru, kde výsledné napětí vyhovovalo zvolenému materiálu, ze kterého je čelist svařena. Při další analýze byla čelist zatížena svěrnou silou F_S vzniklé na špici čelisti působením síly od hydromotoru. Výsledné napětí druhé analýzy se shodovalo s výsledkem napětí první analýzy. Tím je potvrzena správnost vypočítané hodnoty síly F_S a provedené analýzy metodou konečných prvků. Při samotném konstruování bylo navrženo více variant konstrukčního řešení drapáku. Jednou z nich bylo navrhnutí více typů čelistí s ohledem na nabíraný materiál. Další varianty se týkaly mechanických dorazů při otevírání čelistí, které byly předloženy zadavateli, a bylo vybráno jedno řešení. Posledním úkolem byl projekční návrh drapáku o objemu $1 \text{ [m}^3\text{]}$. V těle

drapáku je zabudován hydraulický rotátor s dostatečnou únosností pro drapák o větším objemu. Díky tomu byla upravena pouze geometrie čelistí drapáku a zdvih přímočarého hydromotoru. Tělo drapáku se tak stalo univerzálním jak pro objem 0,6 [m³], tak pro 1 [m³]. Výstupem celé práce je technická dokumentace, obsahující konstrukční řešení drapáku o objemu 0,6 [m³], sestavní výkres svařence čelisti pro tento objem a projekční návrh drapáku o objemu 1 [m³].

Poděkování:

Závěrem této práce bych rád poděkoval panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za cenné rady při vypracování bakalářské práce.

Dále bych rád poděkoval zaměstnancům firmy JM-Penta s.r.o. za ochotu, čas a vstřícný přístup při poskytování cenných informací.

13 Seznam použité literatury

Odborné publikace

- [1] REMTA, Viktor. *Manipulační zařízení*. Bratislava: Alfa nakladatelství, 1981. 334 s. ISBN 978-80-552-0627-1.
- [2] REMTA, F., L. KUPKA a F. DRAŽAN. *Jeřáby II. díl. 2. přeprac. rozš. vyd.* Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1975.
- [3] KALÁB Květoslav. *Části a mechanismy strojů – Části spojovací*. [s.1.]: VŠB-TUO Ostrava, 2008. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] VÁVRA, Pavel a Jan LEINVEBER. *Strojnické tabulky*. [3.vyd.]: ALBRA Praha, 2006. 914 s. ISBN 978-80-7361-033-7.
- [5] HUBKA, Vladimír. *Konstrukční nauka: Obecný model postupu při konstruování*. Zürich: Heurista, 1995. 118 s. ISBN 80-90 1135-0-8.
- [6] PODJUKL, Jiří. *Pomůcka pro konstruktéry NHKG*. [1. vyd.]: Q-PROJEKCE Ostrava, 1979. 218 s.
- [7] LENERT, Jiří.: *Pružnost a pevnost I. 1. vyd. - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. ISBN 80-7078-392-3.*
- [8] ČSN 41 5241. *Ocel 15 241 Cr-V*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1977. 8 s. Třídící znak 415241
- [9] ČSN 41 1523. *Ocel 11 523*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1994. 7 s. Třídící znak 411523

Elektronické dokumenty a ostatní

- [10] DAVON. Výrobní program. *Davon.cz* [online]. ©2014 [cit. 2013-12-05]. Dostupné z: <http://www.davon.cz/vyrobní-program/drapaky.htm>
- [11] CHINA 360 CRANE. Products. *China360crane.com* [online]. [cit. 2013-11-01]. Dostupné z: <http://www.china360crane.com/ProductView.asp?ID=449>

-
- [12] HYDRAULIKA PETRÁŠ. Produktové řady. *Hydraulika-petras.cz* [online]. ©2009-2014 [cit. 2013-11-01]. Dostupné z: <http://www.hydraulika-petras.cz/products/23/93/drapak-zemedelske-plodiny/>
- [13] HYDRAULIKA PETRÁŠ. Produktové řady. *Hydraulika-petras.cz* [online]. ©2009-2014 [cit. 2013-11-01]. Dostupné z: http://www.hydraulika-petras.cz/uploads/Products/product_7/Hydraulika_A4_velky_rozdel_CZ_04.pdf
- [14] THUMM. Products. *Thumm-online.de* [online]. ©2014 [cit. 2013-12-06]. Dostupné z: http://www.thumm-online.de/einbau_rotatoren/en_produk1.html
- [15] TRUCK EXPO. Componente. *Truck-expo.com* [online]. [cit. 2013-12-06]. Dostupné z: <http://www.truck-expo.com/ro/d/componente/alte-piese-de-schimb/rotator-indexator-gv12-80347324>
- [16] GAME OCEL. Hardox. *gamaocel.cz* [online]. ©2014 [cit. 2014-05-11]. Dostupné z: <http://www.gamaocel.cz/4861/hardox/>

14 Seznam příloh

Příloha A – MKP analýza čelisti zatíženou silou F_S

Příloha B – Konstrukční varianty drapáku

Příloha C – Varianty řešení mechanických dorazů

Příloha D – Zavěšení drapáku na stroji

Příloha E – Vypočítané hodnoty síly F_S

Příloha F – Katalogový list zvoleného rotátoru

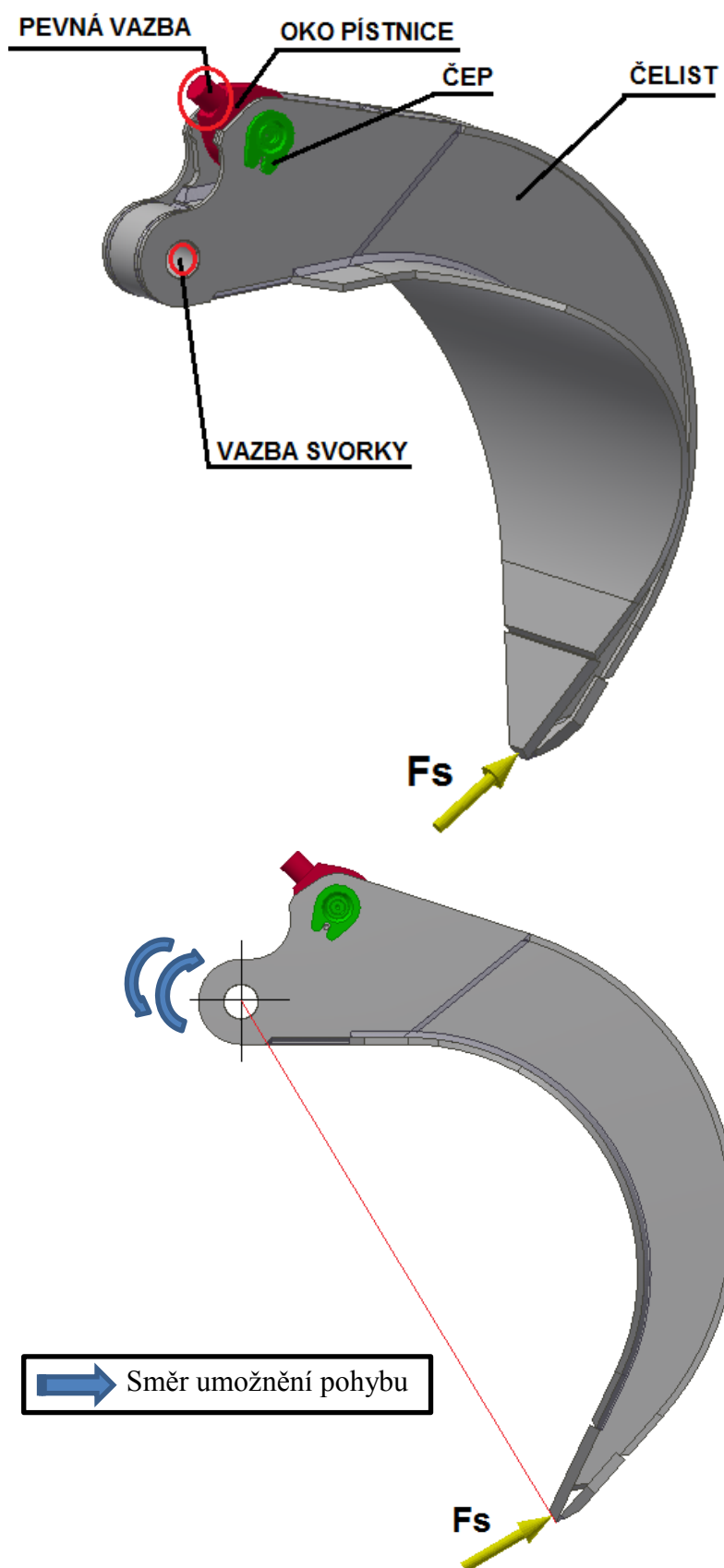
Příloha G – Katalogový list zvoleného přímočarého hydromotoru

Příloha H – Katalogový list zvoleného oka přímočarého hydromotoru

Příloha I – Technická dokumentace (TD)

- | | | |
|---|--------------------------------------|----------|
| - | Výkres sestavy drapáku 600 | 000000-1 |
| - | Výkres sestavy uzavřeného polypu 600 | 000002-1 |
| - | Výkres sestavy drapáku 1000 | 000019-1 |
| - | Grafické řešení síly F_B | 00000G-1 |

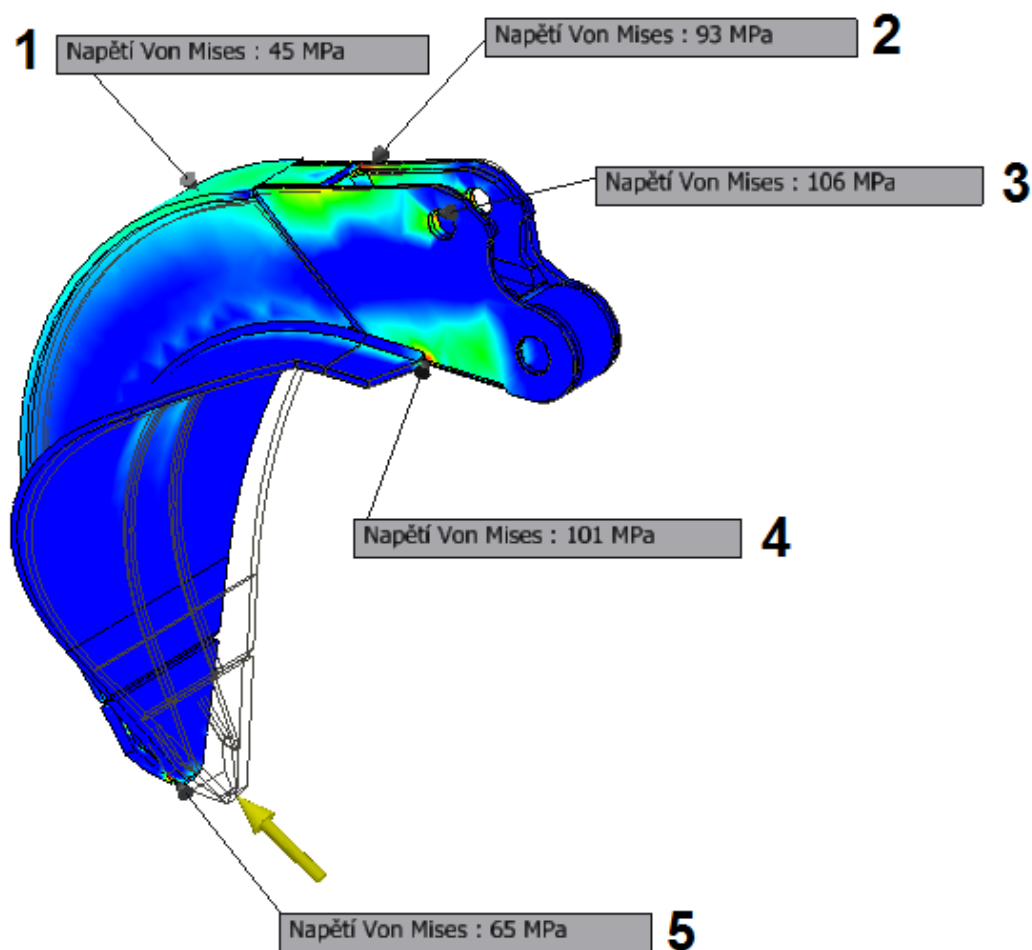
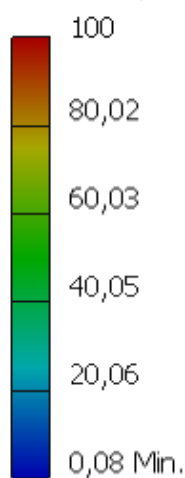
Příloha J – Přiložené CD

Příloha A – MKP analýza čelisti zatíženou silou F_s Obrázek 41 – Zatížení čelisti silou F_s

Typ: Napětí Von Mises

Jednotka: MPa

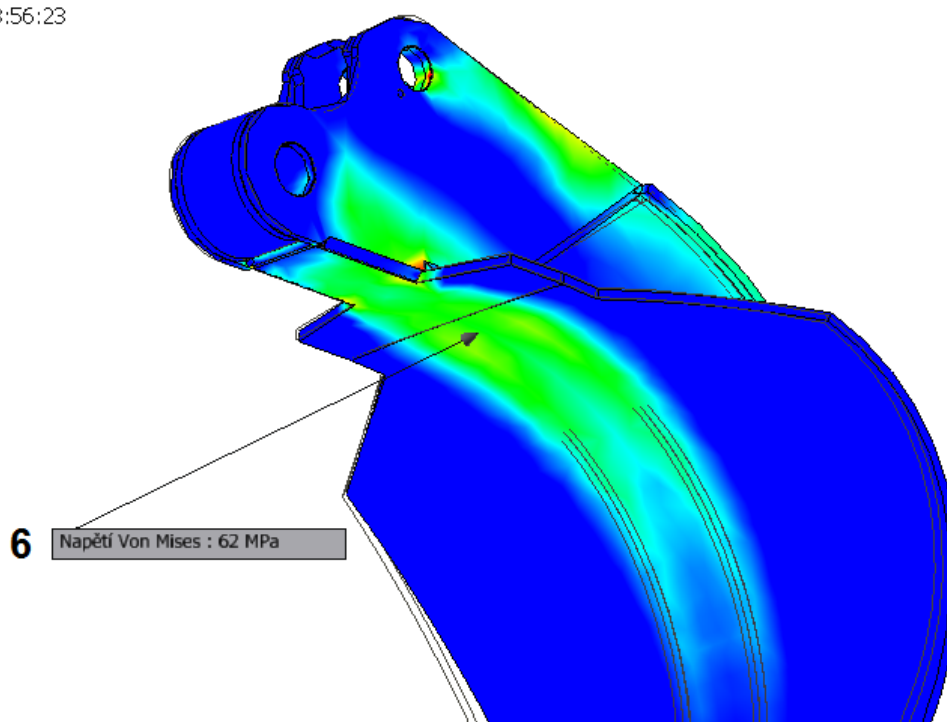
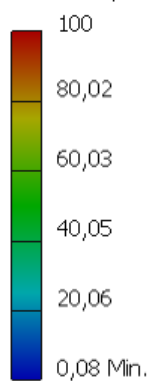
28.4.2014, 15:43:09



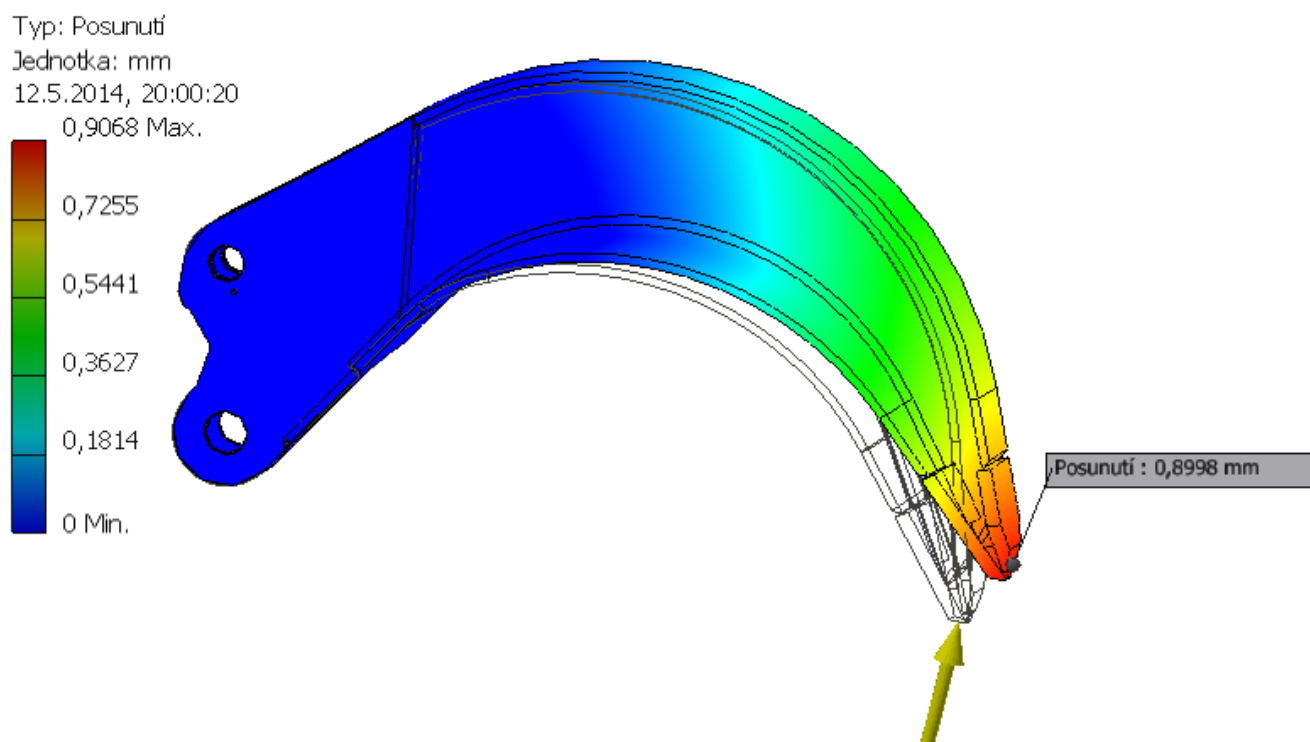
Typ: Napětí Von Mises

Jednotka: MPa

28.4.2014, 13:56:23

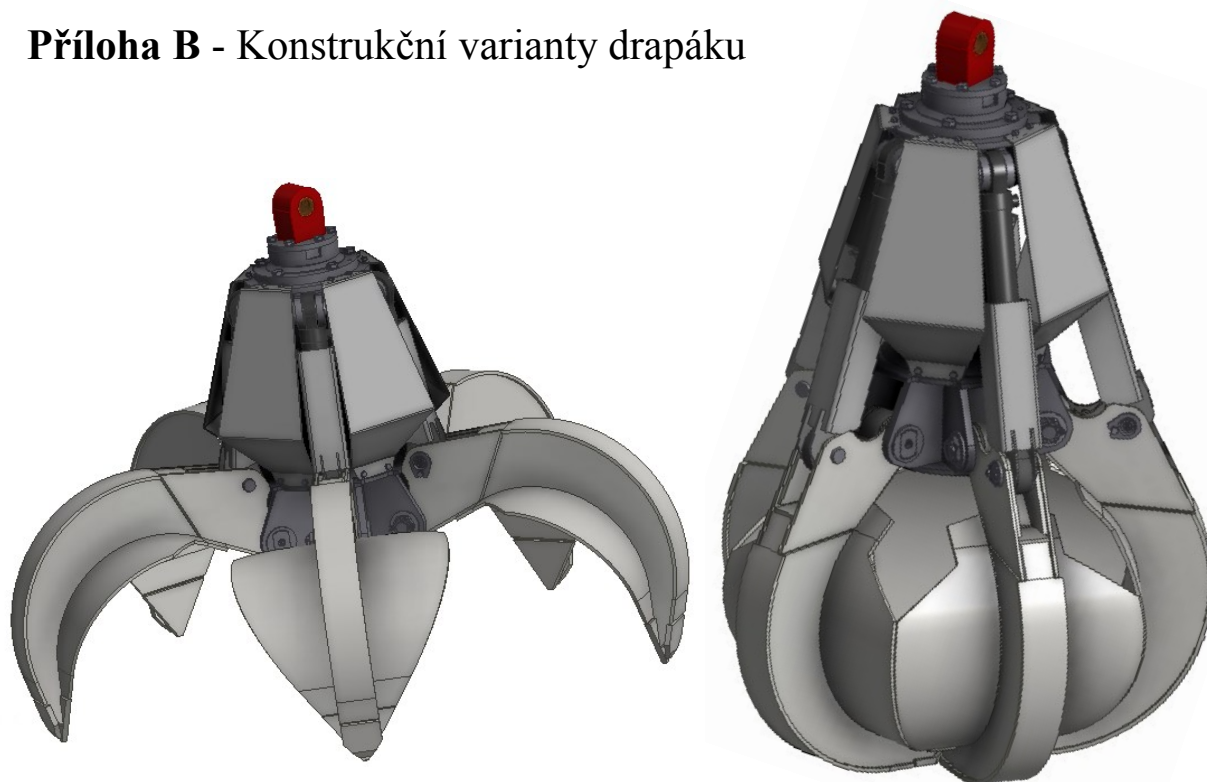


Obrázek 42 – Výsledné napětí



Obrázek 43 – Výsledné posunutí

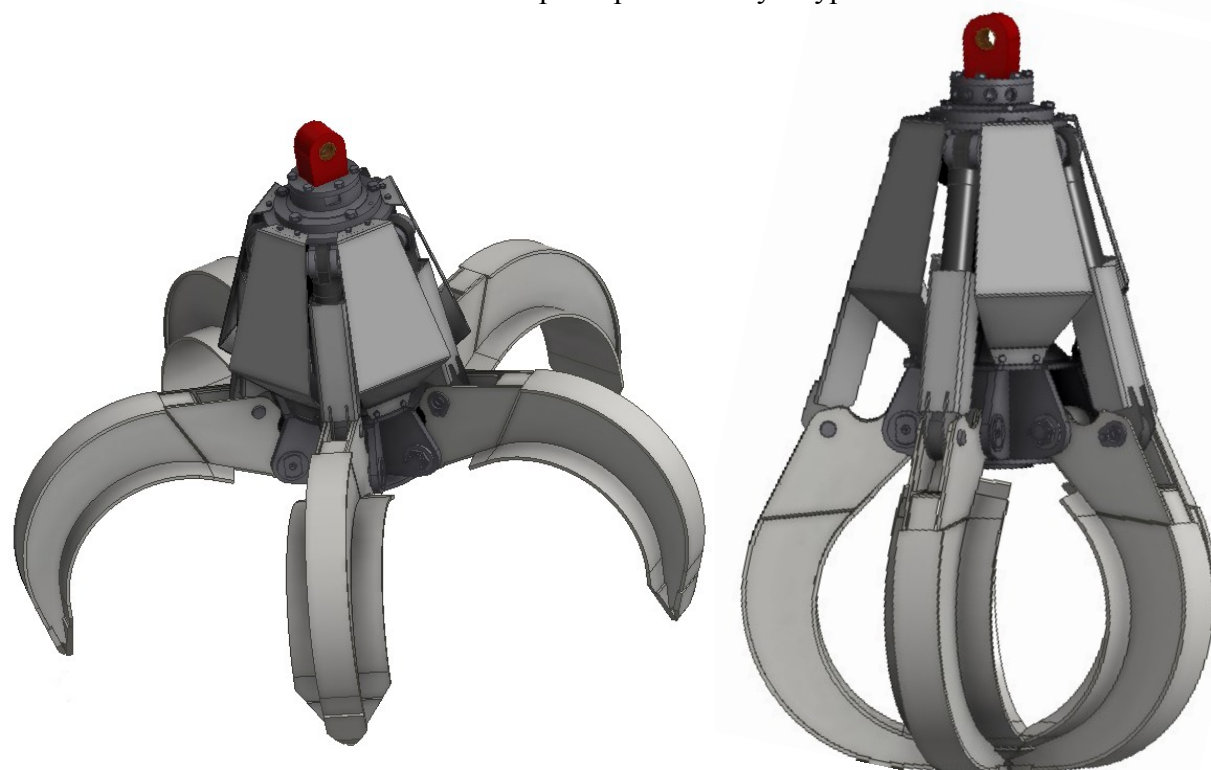
Příloha B - Konstrukční varianty drapáku



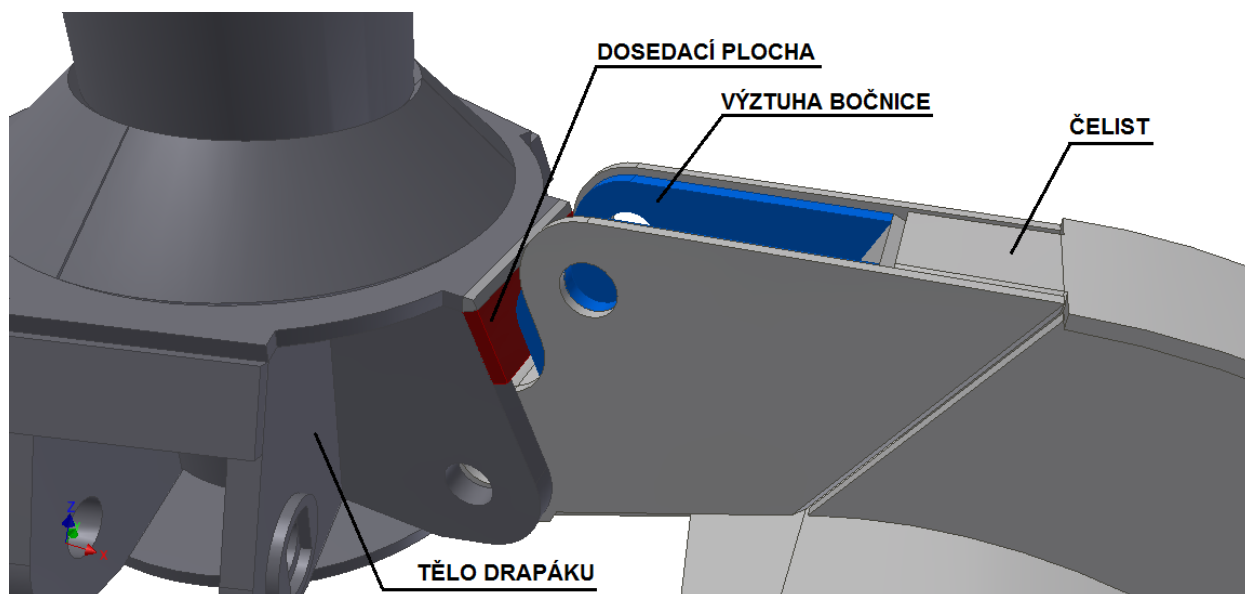
Obrázek 44 – Drapák s uzavřeným typem čelistí



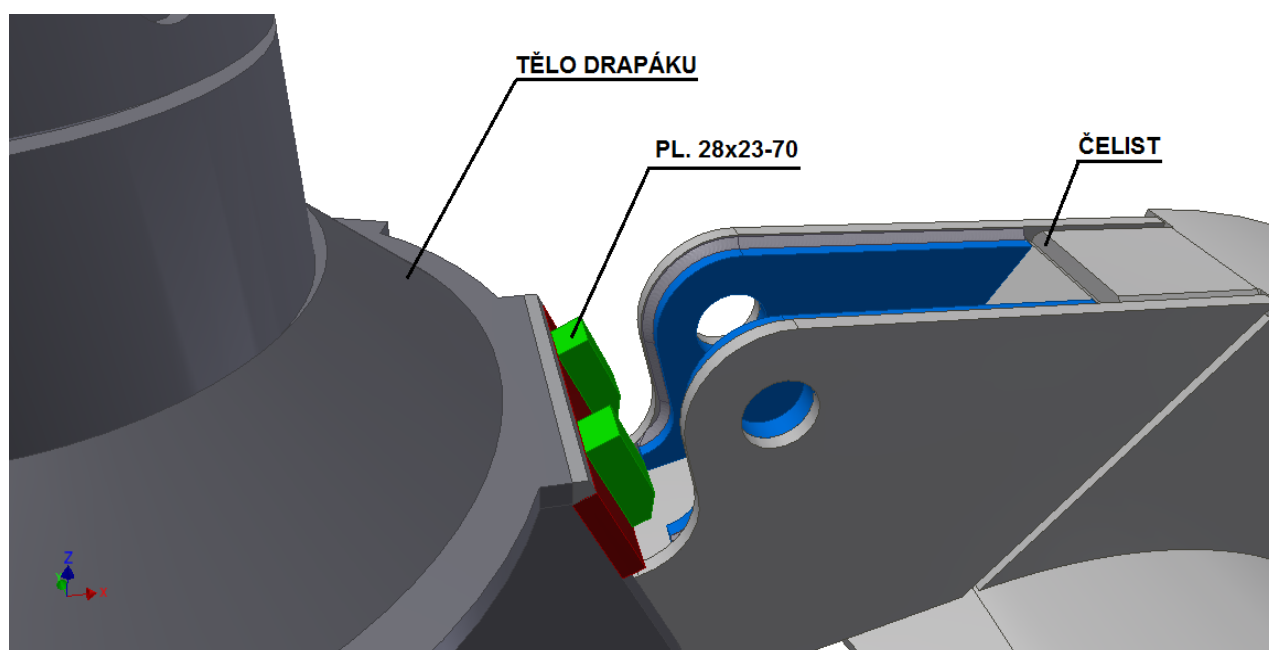
Obrázek 45 – Drapák s polozavřeným typem čelistí



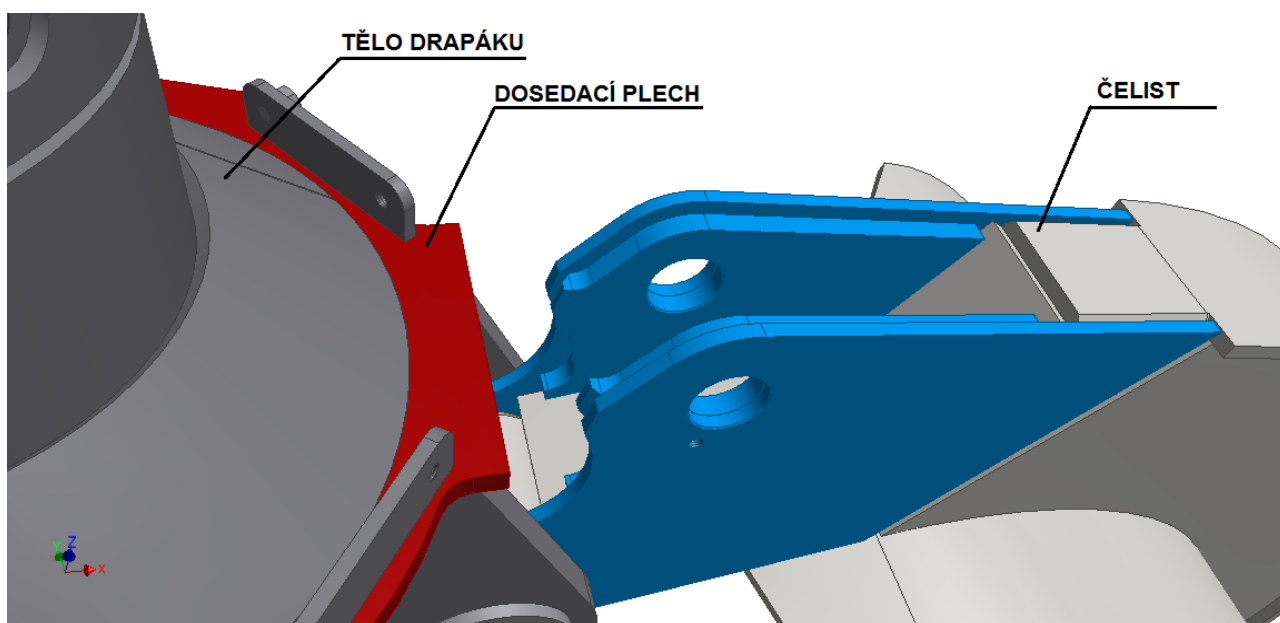
Obrázek 46 – Drapák s otevřeným typem čelistí

Příloha C – Varianty řešení mechanických dorazů

Obrázek 47 – Varianta řešení dorazu 1



Obrázek 48 – Varianta řešení dorazu 2



Obrázek 49 – Varianta řešení dorazu 3

Příloha D – Zavěšení drapáku na stroji



Obrázek 50 – Zavěšení drapáku na stroji pro překládku materiálu

Příloha E – Vypočítané hodnoty síly F_s

γ_n – Úhel zavření čelisti

x_n – Souřadnice osy x

y_n – Souřadnice osy y

β_n – Úhel naklonění válce

f_v – Rameno síly F_v

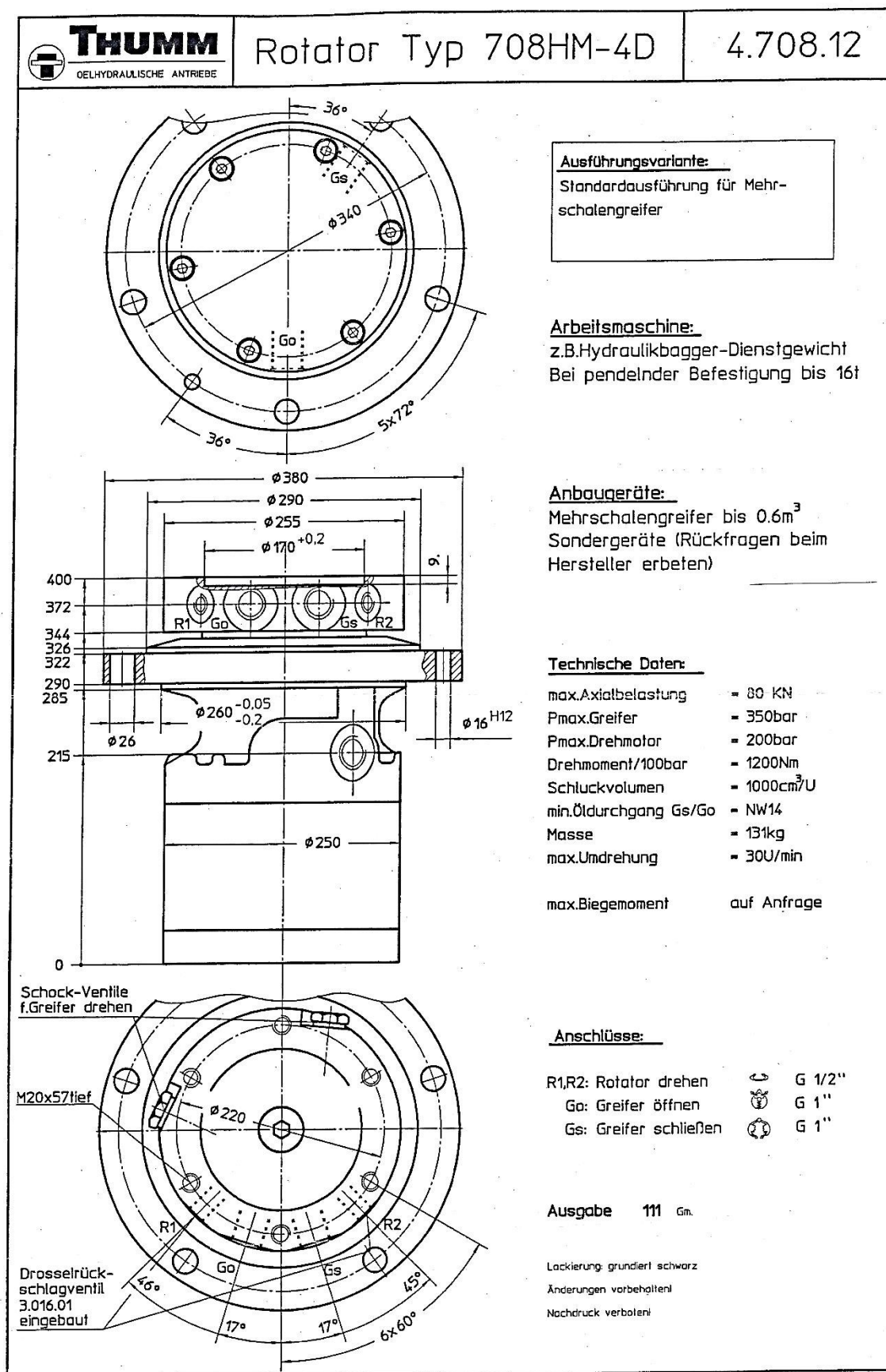
M_n – Moment od síly F_v na rameni f_v

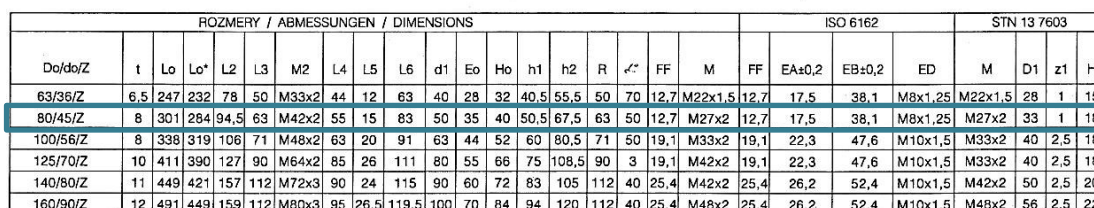
F_s – Svěrná síla čelisti

γ_n [°]	x_n [mm]	y_n [mm]	β_n [°]	f_v [m]	M_n [N.m]	F_s [N]
0	85,29	222,19	7,58	0,114	18314,527	17196,739
1	89,16	220,67	7,90	0,119	19084,505	17919,723
2	92,99	219,08	8,22	0,123	19841,358	18630,383
3	96,80	217,42	8,53	0,128	20584,722	19328,377
4	100,58	215,70	8,83	0,133	21314,257	20013,387
5	104,33	213,91	9,13	0,137	22029,649	20685,116
6	108,05	212,06	9,42	0,141	22730,607	21343,293
7	111,73	210,14	9,71	0,146	23416,864	21987,666
8	115,38	208,16	9,99	0,150	24088,179	22618,008
9	119,00	206,11	10,27	0,154	24744,329	23234,112
10	122,58	204,01	10,54	0,158	25385,120	23835,793
11	126,12	201,84	10,80	0,162	26010,375	24422,887
12	129,62	199,60	11,06	0,165	26619,942	24995,251
13	133,09	197,31	11,31	0,169	27213,688	25552,759
14	136,51	194,96	11,55	0,173	27791,503	26095,308
15	139,89	192,55	11,79	0,176	28353,292	26622,810
16	143,23	190,08	12,02	0,180	28898,984	27135,196
17	146,53	187,55	12,24	0,183	29428,523	27632,416
18	149,78	184,96	12,46	0,186	29941,872	28114,434
19	152,98	182,32	12,67	0,189	30439,010	28581,230
20	156,14	179,62	12,87	0,192	30919,931	29032,799
21	159,25	176,87	13,07	0,195	31384,645	29469,151
22	162,32	174,06	13,26	0,198	31833,178	29890,308
23	165,33	171,20	13,44	0,201	32265,566	30296,306
24	168,29	168,29	13,62	0,203	32681,861	30687,193
25	171,20	165,33	13,79	0,206	33082,125	31063,028
26	174,06	162,32	13,95	0,208	33466,432	31423,880
27	176,87	159,25	14,11	0,210	33834,866	31769,827
28	179,62	156,14	14,26	0,213	34187,522	32100,960
29	182,32	152,98	14,40	0,215	34524,504	32417,374
30	184,96	149,78	14,54	0,217	34845,922	32719,176
31	187,55	146,53	14,67	0,219	35151,898	33006,477
32	190,08	143,23	14,79	0,220	35442,558	33279,397

33	192,55	139,89	14,91	0,222	35718,035	33538,061	
34	194,96	136,51	15,02	0,224	35978,469	33782,600	
35	197,31	133,09	15,13	0,225	36224,005	34013,150	
36	199,60	129,62	15,23	0,227	36454,793	34229,853	
37	201,84	126,12	15,32	0,228	36670,988	34432,853	
38	204,01	122,58	15,40	0,229	36872,748	34622,299	
39	206,11	119,00	15,48	0,230	37060,235	34798,342	
40	208,16	115,38	15,56	0,231	37233,614	34961,139	
41	210,14	111,73	15,63	0,232	37393,052	35110,847	
42	212,06	108,05	15,69	0,233	37538,720	35247,625	
43	213,91	104,33	15,75	0,234	37670,790	35371,634	
44	215,70	100,58	15,80	0,235	37789,435	35483,037	
45	217,42	96,80	15,84	0,236	37894,830	35582,000	
46	219,08	92,99	15,88	0,236	37987,151	35668,686	
47	220,67	89,16	15,92	0,237	38066,575	35743,263	
48	222,19	85,29	15,94	0,237	38133,278	35805,895	
49	223,65	81,40	15,97	0,237	38187,438	35856,749	
50	225,03	77,49	15,99	0,238	38229,233	35895,993	
51	226,35	73,55	16,00	0,238	38258,838	35923,792	
52	227,60	69,58	16,01	0,238	38276,432	35940,312	
53	228,78	65,60	16,01	0,238	38282,191	35945,719	Max. svěrná síla
54	229,89	61,60	16,01	0,238	38276,290	35940,178	
55	230,93	57,58	16,00	0,238	38258,903	35923,852	
56	231,90	53,54	15,99	0,238	38230,205	35896,906	
57	232,80	49,48	15,97	0,237	38190,368	35859,500	
58	233,63	45,41	15,95	0,237	38139,563	35811,797	
59	234,38	41,33	15,92	0,237	38077,962	35753,955	
60	235,07	37,23	15,89	0,236	38005,733	35686,134	
61	235,68	33,12	15,85	0,236	37923,042	35608,490	
62	236,23	29,00	15,81	0,235	37830,057	35521,180	
63	236,70	24,88	15,77	0,235	37726,941	35424,358	
64	237,09	20,74	15,72	0,234	37613,858	35318,177	
65	237,42	16,60	15,67	0,233	37490,968	35202,787	
66	237,67	12,46	15,61	0,232	37358,431	35078,339	
67	237,86	8,31	15,55	0,231	37216,405	34944,981	
68	237,96	4,15	15,49	0,230	37065,045	34802,859	
69	238,00	0,00	15,42	0,229	36904,506	34652,118	
70	237,96	-4,15	15,35	0,228	36734,940	34492,902	

Příloha F – Katalogový list zvoleného rotátoru





Jmenovitý tlak	[MPa]: 25
Maximální pracovní tlak	[MPa]: 32
Statický zkušební tlak	[MPa]: 38
Pracovní rychlost pístu	[ms ⁻¹]:
– s tlumením	– min. 0,01
	– max. 0,6
– bez tlumení	– min. 0,01
	– max. 0,2

Teplotní rozsah [°C]
 – kapaliny: -40... +100
 – okolí: -40... +80
Rozsah viskozity [mm²·s⁻¹]:
 – celkový: 8–1 500
 – trvalý provoz: 10–400
Ostatní technická data
 – podle platných technických podmínek

Při konstrukci tohoto typu jsme zohlednili dlouholeté zkušenosti z výroby přímočarých hydromotorů.

Typ SV 1 splňuje nejvyšší požadavky na kvalitu, vyniká vysokou spolehlivostí, účinným tlumením a možností regulace tlumení. Vyrábí se ve dvou alternativních těsnících systémech pro optimální volbu hydromotoru vzhledem na různé provozní podmínky jakož i s možností vyhotovení pro činnost v podtlakovém režimu (s ochranou proti Dieselovému efektu).

Vyhotovení je možné volit v plném rozsahu podle typového klíče (NAK). Přímočaré hydromotory tohoto typu jsou určeny pro nejširší použití ve středních a těžkých provozních podmínkách, hlavně pro stavební a zemní stroje a všeobecný průmysl.

HYDRONIKA a.s., Gogol'ova 18, 852 02 BRATISLAVA

Tel.: ++42/7/835 552, ++42/7/838 492, ++42/7/838 827 Fax: ++42/7/838 493, ++42/7/838 491

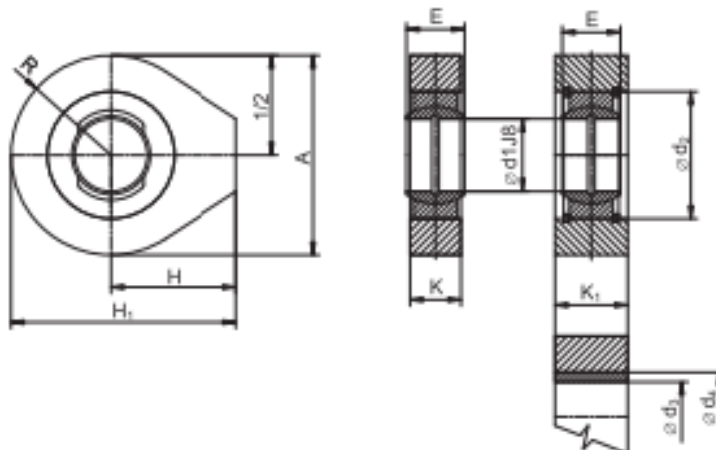
Příloha H – Katalogový list zvoleného závěsného oka pro PČH

Příslušenství hydromotorů

HYDRAULICKÉ MECHANIKY
Hydrauli CS

Návarové oko TYP 1

OKA



Označení	$\varnothing d_1$	A	E	K	K ₁	H	H ₁	R	d ₂	$\varnothing d_3, \varnothing d_4$
101	20	55	16	14		35	42,5	27,5	35	
102	20	55	16		20	35	42,5	27,5	35	
103	25	65	20	18		38	70,5	32,5	42	
104	25	65	20		25	38	70,5	32,5	42	
105	25	70	20	18		42	77	35	42	
106	25	70	20		25	42	77	35	42	
107	30	85	22	20		50	92,5	42,5	47	
108	30	85	22		28	50	92,5	42,5	47	
109	35	95	25	25		60	107,5	47,5	55	
110	35	95	25		30	60	107,5	47,5	55	
111	40	105	28	25		65	117,5	52,5	62	
112	40	105	28		35	65	117,5	52,5	62	
113	45	120	32	30		75	135	60	68	
114	45	120	32		38	75	135	60	68	
115	50	125	35	30		80	142,5	62,5	75	
116	50	125	35		40	80	142,5	62,5	75	
117	50	140	35	33		80	150	70	75	
118	50	140	35		45	80	150	70	75	
119	60	160	44	40		90	170	80	90	
120	60	160	44		50	90	170	80	90	
121	70	180	49	45		100	190	90	105	
122	70	180	49		55	100	190	90	105	
123	80	200	55	50		120	220	100	120	
124	80	200	55		60	120	220	100	120	
125	90	220	60	55		130	240	110	130	
126	90	220	60		70	130	240	110	130	
127	100	240	70	60		140	260	120	150	
128	100	240	70		75	140	260	120	150	
129	110	280	70	60		170	310	140	160	
130	110	280	70		80	170	310	140	160	

Tolerance tloušťky oka K, K₁ je dána výrobní tolerancí plechů válcovaných za tepla ČSN 42 53 10.

Mazání kloubového ložiska možno pouze vnitřním kroužkem – čepem.

V případě požadavku mazání vnějším kroužkem – mazací je potřeba specifikovat její přesné umístění.